

DAVID DE ALMEIDA FIORILLO

**ESTUDO DA AUTOMAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO
CASCO E TUBOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica.
Orientador: Prof. Dr. José Denti Filho

VITÓRIA
2010

Dados Internacionais de Catalogação-na-publicação (CIP)
(Biblioteca Central da Universidade Federal do Espírito Santo, ES, Brasil)

F519e Fiorillo, David de Almeida, 1982-
 Estudo da automação de trocadores de calor do tipo casco e
 tubos / David de Almeida Fiorillo. – 2010.
 125 f. : il.

 Orientador: José Denti Filho.
 Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade
 Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico.

 1. Permutadores térmicos. 2. Controle de temperatura. 3.
 Logística. 4. Automação. 5. Termodinâmica. 6. Controladores PID.
 I. Denti Filho, José. II. Universidade Federal do Espírito Santo.
 Centro Tecnológico. III. Título.

CDU: 621.3

DAVID DE ALMEIDA FIORILLO

**ESTUDO DA AUTOMAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR DO TIPO
CASCO E TUBOS**

Tese submetida ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica.

Aprovada em 22 de Dezembro de 2010.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. Jose Denti Filho - Orientador
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Dr. Marcelo Lucas Pereira Machado
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Espírito Santo - Ifes

Prof. Dr. Alessandro Mattedi
Universidade Federal do Espírito Santo

“Seja ecologista de tua natureza interna e tu serás ecologista da natureza externa.”

(José Tadeu Fiorillo)

“Viver é a coisa mais rara do mundo. A maioria das pessoas não faz mais do que existir.”

(*Oscar Wilde*)

Agradecimentos

Agradeço a Edimilson Caetano Vitorino pelas informações e motivações para este trabalho.

Ao CNPq pelo apoio financeiro concedido, sem o qual esta pesquisa não teria sido possível.

Ao Professor e Doutor João Luiz Marcon Donatelli do departamento de mecânica da UFES, pois sem seu conhecimento e orientação este trabalho não seria possível.

Ao experiente engenheiro Ivanor Martins da Silva por facilitar a busca pelas soluções de modelagem apresentadas neste trabalho.

Ao engenheiro e amigo Márcio Frisso pela coleta de dados de processo.

Ao engenheiro Bruno Veturim pelas discussões técnicas.

Ao orientador José Denti Filho pela orientação.

Resumo

Este trabalho foi motivado a partir da experiência do autor, enquanto engenheiro de automação de uma indústria de transporte de petróleo e derivados, atuando na melhoria do controle de temperatura de óleo pesado de um trocador de calor do tipo casco e tubos. Associados aos problemas inerentes dos sistemas térmicos industriais como a inércia, resistências e capacitâncias térmicas, tempo morto e histereses, encontram-se também as limitações devido ao subdimensionamento ou superdimensionamento destas plantas. Portanto, controladores clássicos monovariáveis são pouco eficazes na regulação de e diminuição da variabilidade de temperatura de óleo, podendo assumir valores de até $\pm 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ em torno do *setpoint*.

Neste trabalho são investigadas estratégias para o controle de temperatura aplicado ao trocador de calor na realização da tarefa de regular a temperatura de saída de óleo sob variações de carga (vazão de óleo e alimentação de vapor). Primordialmente, são levantadas informações sobre os mecanismos termodinâmicos que regem o funcionamento do trocador. Em seguida, é proposta uma modelagem baseada em parâmetros físicos, como, dimensões, vazões de entrada e saída de óleo e vapor e massa de aço do casco e tubos. São apresentados e comparados resultados da modelagem proposta com dados reais de um trocador.

A principal contribuição do estudo foi a proposição de uma associação de estratégias de controle para regular a energia consumida pelo trocador, baseada na realimentação de fluxos de vapor e de entrada de óleo. As informações de vazão, pressão e temperatura foram unificadas na variável energia e associada a técnicas de controle PID *feedback*, *feedforward* e preditor de *Smith*. O arranjo foi capaz de compensar variações de cargas tanto da vazão óleo como da linha de vapor, reduzindo a variabilidade para $\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

O método de controle de energia e associações de estratégias foi confrontado com o método clássico PID *feedback* monovariável, que além de diminuir o desgaste do atuador foi capaz diminuir o desperdício de energia em até 69% . Ao final do trabalho, são apresentados resultados da simulação do controlador proposto sobre a modelagem e arranjo de instrumentação para aplicação do método abordado.

Abstract

This work was motivated from the author's experience as an automation engineer for the transportation industry of petroleum and derivatives, working on improving the temperature control of heavy oil from a heat exchanger shell and tube type.

Associated with the inherent problems of industrial thermal systems such as inertia, resistance and thermal capacitance, hysteresis and dead time, there are also limitations due to oversizing or undersizing these plants. Therefore, singlevariable classic controls are ineffective in regulating and reducing the variability of teperature oil, and may take values up to $\pm 60^{\circ}\text{C}$ around the setpoint.

This work investigates strategies for controlling the temperature applied to the heat exchanger in accomplishing the task of regulating the temperature of the oil output under load (flow of oil and steam power). Basically, it bring up information about the thermodynamic mechanisms governing the operation of the exchanger. Then, we propose a model based on physical parameters such as dimensions, input and output flows of oil and steam and steel mass of the hull and tubes. Are presented and compared the results of proposed model with real data from an exchanger.

The main contribution of this study was to propose a combination of control strategies to regulate the energy consumed by the exchanger, based on the feedback flow of steam and oil inlet. Information flow, pressure and temperature were unified in the variable power and control techniques associated with PID feedback, feedforward and Smith predictor. The arrangement was able to compensate for variations in load as much oil as the flow of steam lines, reducing the variability up to $\pm 10^{\circ}\text{C}$.

The method of controlling power and strategies of associations was confronted with the classical PID feedback monovariaable that besides reducing the wear of the actuator was able to reduce energy waste by up to 69%. At the end of the paper presents simulation results of the proposed controller on the modeling and instrumentation arrangement for implementing the method discussed.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	7
LISTA DE TABELAS.....	9
Nomenclatura.....	10
Capítulo 1 – Introdução	14
1.1 Objetivos do trabalho	16
1.2 Objetivos específicos.....	16
Capítulo 2 – Revisão bibliográfica: Descrição do processo de aquecimento de óleo.....	17
2.1 Fonte de calor	17
2.2 Trocador de calor.....	19
2.2.1 Instalações	21
2.2.1.1 Feixe tubular.....	22
2.2.1.2 Casco	22
2.2.1.3 Tampa	23
2.2.2 Escoamento interno	24
2.2.3 Escoamento externo.....	26
2.3 Sistema de recuperação de condensado.....	28
2.3.1 Problemas em linha de retorno de condensado	30
2.3.2 Cavitação e <i>flashing</i> em válvulas	31
Capítulo 3 – Modelagem do processo	34
3.1 Modelagem do trocador de calor.....	35
3.1.1 Análise da condensação dentro do tubo	39
3.2 Estimação da vazão de vapor através da válvula.....	44
3.3 Estimação da vazão de condensado em válvulas.....	47
3.3.1 Escoamento subcrítico através de válvulas	51
3.3.2 Efeito de redutores de diâmetro de tubulação	53
3.3.3 Escoamento crítico através de válvulas	55
3.4 Estimação da cavitação em válvulas de controle.....	57
3.5 Estimação da produção de condensado	60
3.6 Implementação da modelagem do sistema de aquecimento no Matlab.....	62
3.7 Validação do modelo.....	64
3.8 Erros na modelagem	66
Capítulo 4 – Estratégias de controle	67
4.1 Controle por realimentação	67
4.2 Controle cascata.....	69
4.3 Controle por pré-alimentação	71
4.4 Controle por realimentação x pré-alimentação.....	74
4.5 Preditor de Smith.....	78
4.6 Proposta de controlador para trocador de calor do tipo casco e tubos	80
Capítulo 5 – Discussões e resultados.....	83
Capítulo 6 – Conclusões	89
6.1 Trabalhos futuros.....	91
Capítulo 7 – Referências	92
Apêndice 1: Aplicações da biblioteca Xsteam para Matlab	94
Apêndice 2: Dados de processo de aquecimento.....	95
Apêndice 3: Diagrama de blocos da modelagem	100
Apêndice 4: Processo de validação da modelagem.....	113
Apêndice 5: Diagrama de blocos dos controladores.....	119

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Vistas transversal e longitudinal do trocador de calor do tipo casco e tubos.	14
Figura 2 - Diagrama temperatura x entropia para água [10].	18
Figura 3 - Caldeira flamotubular [9].....	18
Figura 4 – Esquema do trocador de calor casco e tubo [12].	20
Figura 5 - Vista explodida de trocador de calor do tipo casco e tubos [3].	21
Figura 6 – Feixe tubular de um trocador de calor industrial.	22
Figura 7 – Cabeçote de um trocador de calor casco-tubo retirado para manutenção.	23
Figura 8 – Detalhe interno do cabeçote ilustrando a divisão das câmaras de distribuição do fluido primário.	24
Figura 9 – Perfil térmico de um escoamento interno [4].	25
Figura 10 – Seção transversal do escoamento do condensado para baixa velocidade [4].	25
Figura 11 – Seção longitudinal do escoamento do condensado para alta velocidade do vapor [4].	25
Figura 12 – Esquema de um feixe de tubos em um escoamento cruzado [4].	26
Figura 13 – Perfil de velocidade associado com a separação sobre um cilindro circular no escoamento cruzado [4].	27
Figura 14 – Desenvolvimento da camada limite de velocidade sob uma placa plana [4].	27
Figura 15 – Sistema de recuperação de condensado.	29
Figura 16 – Processo de aquecimento de petróleo	30
Figura 17 - Linhas de fluxo durante o escoamento de líquido por uma válvula [18].	31
Figura 18 - Indicação da possível região de <i>vena contracta</i> numa restrição na tubulação [18].	32
Figura 19 - Ocorrência do <i>flashing</i> em válvula [18].	32
Figura 20 - Curvas do diferencial de pressão na restrição que caracterizam o <i>flashing</i> e a cavitação [18].	33
Figura 21 – Esquema do diagrama de processo.	35
Figura 22 – Esquema da instrumentação convencional de trocadores de calor.	35
Figura 23 – Conservação de energia para um volume de controle [4].	36
Figura 24 – Volume de controle utilizado para a modelagem do trocador de calor [12].	37
Figura 25 – Balanço de massa para um elemento da camada de filme de condensado [13]. ...	40
Figura 26 – Balanço de massa para um elemento axial de balanço de massa [13].	40
Figura 27 – Sistema de recuperação de condensado e parâmetros pertinente à estimação de vazão de condensado na planta.	48
Figura 28 - Superfície da massa específica em função da temperatura e da pressão.	50
Figura 29 - Características de vazão de válvulas [18].	53
Figura 30 - Escoamento de líquidos através de válvulas.	58
Figura 31 - Comparação das vazões medidas e calculadas através de uma restrição [17].	59
Figura 32 – Sistema de recuperação de condensado e parâmetros pertinente à produção de condensado na planta.	61
Figura 33 – Diagrama geral do tipo caixa cinza da modelagem do sistema de aquecimento de óleo.	63
Figura 34 – Avaliação qualitativa da modelagem proposta.	64
Figura 35 – Diagrama de blocos de validação do modelo.	65
Figura 36 – Validação do comportamento da temperatura de saída do óleo, face aos dados, de abertura da válvula e vazão de entrada de óleo, reais para o trocador, trabalhando na faixa de pressão central.	66
Figura 37 - Diagrama de malha de controle <i>feedback</i> [19].	68

Figura 38 – Diagrama de blocos de controle cascata [19].	69
Figura 39 – Diagrama de blocos de malha de controle <i>feedforward</i> [19].	72
Figura 40 - Diagrama de blocos de controles feedback e feedforward [19].	75
Figura 41 – Estrutura do sistema de controle <i>feedback</i> utilizando compensação <i>feedforward</i> .	76
Figura 42 - Aproximação linear do modelo, em torno de 60 °C.	78
Figura 43 - Arquitetura de sistema de controle com o preditor de Smith.	79
Figura 44 – Estrutura de controle <i>feedback</i> , cascata e <i>feedforward</i> .	82
Figura 45 – Desempenho do sistema de controle FB-PID do trocador de calor.	84
Figura 46 - Desempenho do sistema de controle FB-PID cascata com FF estático do trocador de calor.	85
Figura 47 - Desempenho do sistema de controle FB-PID cascata com FF dinâmico do trocador de calor.	86
Figura 48 - Desempenho do sistema de controle FB-PID cascata com FF dinâmico e Preditor de Smith do trocador de calor.	86
Figura 49 - Comparação entre as estruturas de controle estudadas.	88
Figura 50 - Arranjo de instrumentação para compensação de controladores de energia.	91
Figura 51 – Tela de tendência das variáveis de processo num trocador de calor em modo automático.	95
Figura 52 – Tela de tendência das variáveis de processo num sistema de recuperação de condensado em modo automático.	96
Figura 53 – Dados reais do trocador de calor do tipo casco e tubos em malha fechada – 09/02/2009.	97
Figura 54 – Dados reais do trocador de calor do tipo casco e tubos em malha fechada – 21/01/2009.	98
Figura 55 – Dados reais do trocador de calor do tipo casco e tubos em malha fechada – 24/09/2009.	99
Figura 56 – Validação do comportamento da pressão no trocador x abertura da válvula para o limite superior.	113
Figura 57 – Validação do comportamento da temperatura de saída do óleo, face aos dados, de abertura da válvula e vazão de entrada de óleo, reais para o trocador, trabalhando a limite de pressão superior.	114
Figura 58 – Validação do comportamento da pressão no trocador x abertura da válvula no limite inferior.	115
Figura 59 – Validação do comportamento da temperatura de saída do óleo, face aos dados, de abertura da válvula e vazão de entrada de óleo, reais para o trocador, trabalhando na faixa inferior de pressão.	116
Figura 60 – Validação do comportamento da pressão no trocador x abertura da válvula para a faixa central.	116
Figura 61 – Validação do comportamento da temperatura de saída do óleo, face aos dados, de abertura da válvula e vazão de entrada de óleo, reais para o trocador, trabalhando na faixa de pressão central.	117

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre características controles de temperatura.....	89
Tabela 2 - Comparação entre custos dos controladores nas condições simuladas.	90
Tabela 3 - Dados físicos de uma planta real.....	96
Tabela 4 – Resumo dos índices da modelagem.	118

Nomenclatura

Símbolos métricos

Símbolo	Descrição	Unidade do SI
\dot{Q} ou q	Fluxo de calor ou energia	J/s ou W
Q	Calor ou vazão	J ou m ³ /h
U	Coefficiente global de transferência de calor	W/m ² .K
Re	Número de Reynolds	Adimensional
A	Área de transferência de calor	m ²
h	Entalpia	kJ/kg
$ct1$	Fator 1 que estima o filme de condensado no trocador	Adimensional
$ct2$	Fator 2 que estima o filme de condensado no trocador	Adimensional
M	Massa total	kg
\dot{m}	Vazão mássica ou fluxo de massa	kg/s
c_p	Calor específico a pressão constante do fluido	J/kg.K
T	Temperatura	K
f	Coefficiente de atrito	Adimensional
ΔT	Diferença local de temperatura entre os fluidos quente e frio	K
Δt	Variação de tempo	s
w	Velocidade	m/s
MAT	Média aritmética de temperatura	°C
$DMAT$	Diferença entre a temperatura de vapor e a temperatura média da água	°C
TE	Temperatura de entrada	°C
TV	Temperatura do vapor	°C
E	Energia	J
k	Condutividade térmica	W/m.K
c_p	Calor específico à pressão constante	J/kg.K
g	Aceleração da gravidade	m/s ²
V	Volume	m ³
p	Pressão	Pa
L	Comprimento	m
\dot{E}	Taxa de energia	J/s ou W

r	Raio do tubo do trocador de calor	m
W	Vazão gravimétrica	kg/m ³
Y	Fator de expansão	Adimensional
$h_1(t)$	Nível do tanque no tempo em relação ao centro do duto	m
$x(t)$	Altura entre as tomadas do medidor de pressão diferencial	m
x_0	Altura entre a tomada de baixa pressão e o centro do duto	m
P	Pressão do fluido	bar
$\Delta P(t)$	Diferença de pressão à jusante e à montante da válvula	bar
x	Razão entre a queda de pressão pela pressão estática absoluta	Adimensional
M	Massa molecular	g/mol
ct_k	Relação dos calores específicos do vapor (c_p/c_v)	Adimensional
C_v	Coefficiente de vazão da válvula, fornecido	$\frac{gpm}{\sqrt{(psig)}}$
C_f ou F_L	Fator de recuperação da pressão do líquido	Adimensional
F_{LP}	Produto de F_L e F_p	Adimensional
F_F	Fator de relação da pressão crítica do líquido	Adimensional
x_{TP}	Fator de relação da queda de pressão com redutor	Adimensional
F_p	Fator de correção da geometria da tubulação	Adimensional
F_k	Fator de relação dos calores específicos	Adimensional
\bar{v}	Velocidade média do perfil de escoamento na tubulação	m/s
x_T	Fator de relação da queda de pressão	Adimensional
$f(t)$	Função no tempo	Adimensional
$f(X)$	Curva característica inerente de vazão pela válvula	Adimensional
G	Densidade do relativa	Adimensional
$E_{integral\%}$	Erro integral percentual	Adimensional
z	Eixo z	m
d	Diâmetro da entrada da válvula	m
Z	Número atômico	Adimensional
D	Diâmetro interno da tubulação	m

Letras Gregas

Símbolo	Descrição	Unidade
α	Razão de controlabilidade	Adimensional
ρ	Massa específica do fluido	kg/m ³
δ	Espessura da camada limite hidrodinâmica	m
ϕ	Ângulo periférico de condensado	°
τ	Tensão de cisalhamento	Pa
γ	Peso específico do fluido	kgf/m ³
η	Eficiência ou razão entre duas grandezas de mesma unidade	Adimensional
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	N.s/m ²

Símbolos subscritos

Símbolo	Descrição	Exemplo
<i>exp</i>	Exportado	\dot{Q}_{exp}
1	Montante da válvula	P_1
2	Jusante da válvula	P_2
<i>forn</i>	Fornecido	\dot{Q}_{forn}
<i>cal</i>	Caldeira	η_{cal}
<i>c</i>	Filme de condensado	ϕ_c
<i>cr</i>	Crítica	P_{cr}
<i>s</i>	Condensado estratificado acumulado	ϕ_s
<i>vL</i>	Interface entre vapor e líquido	τ_{vL}
<i>f</i>	Atrito	f_f
<i>eq</i>	Equivalente ou útil	L_{eq}
<i>v</i>	Vapor	ρ_v
<i>vc</i>	Região de <i>vena contracta</i>	P_{vc}
<i>h</i>	Hidráulico	D_h
<i>fg</i>	Ponto que indica calor latente de vaporização da água	h_{fg}
<i>g</i>	Gerada	\dot{E}_g
<i>ar</i>	Armazenada ou acumulada	\dot{E}_{ar}
<i>l</i>	Líquido ou condensado	k_l
<i>cond</i>	Condensado	m_{cond}
<i>ent</i>	Entrada	$T_{h,ent}$
<i>sai</i>	Saída	$T_{c,sai}$
<i>n</i>	Número de termos	$\rho_n V_n$

Capítulo 1 – Introdução

Controlar o processo significa obter os resultados dentro de tolerância razoáveis. Sempre que existe um distúrbio ou variação de carga num processo, a variável controlada deve retornar exatamente ao ponto de ajuste estabelecido, dentro do tempo prescrito e com um erro de pico limitado.

O primeiro efeito notado em sistemas que operam fora das tolerâncias é a elevação do custo para mantê-lo. A partir deste ponto, o desperdício de energia começa a motivar vários estudos.

O presente trabalho não é diferente e abordará um estudo de modelagem e controle sobre um tipo de sistema de aquecimento de petróleo utilizando um trocador de calor do tipo casco e tubos (vide Figura 1). Estes equipamentos térmicos são fundamentais para a indústria do petróleo, pois diminuem a viscosidade do óleo e conseqüente aumento de seu transporte (produção). Contudo, estes trocadores estão sujeitos a variações significativas na vazão de entrada de óleo podendo obter respostas sub-amortecidas ou instáveis.

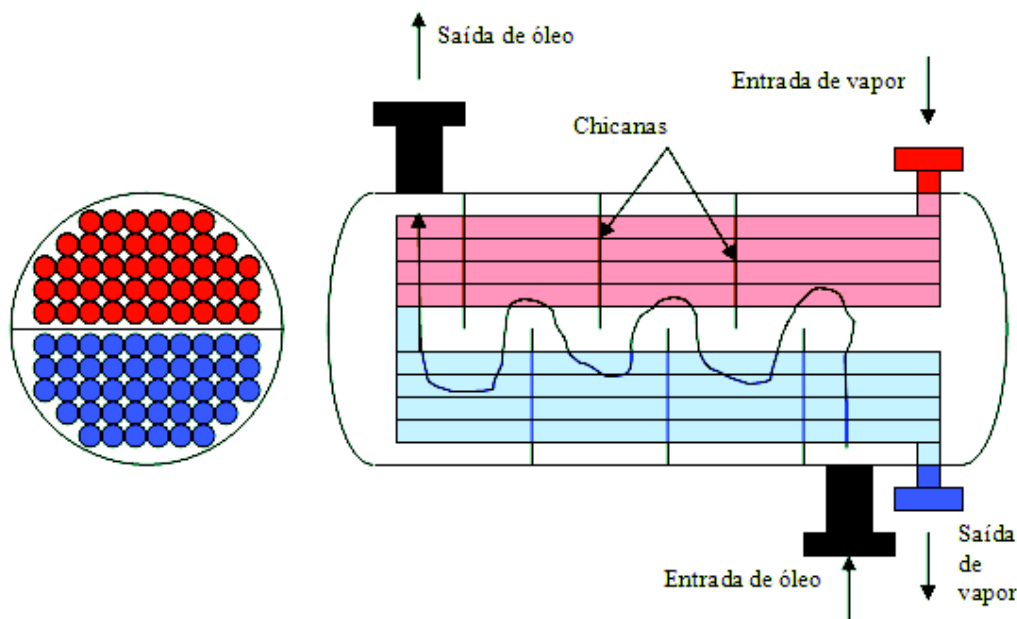


Figura 1 - Vistas transversal e longitudinal do trocador de calor do tipo casco e tubos.

Para o trocador de calor, o aumento do fluxo de vapor através da válvula de controle tende a aumentar a temperatura de saída do óleo, enquanto o aumento da vazão de entrada de óleo e

de incrustação no trocador tende a diminuir a temperatura de saída do óleo. A temperatura responde ao efeito combinado e total destas influências. Se as influências positivas são maiores que as negativas, a temperatura sobe; caso contrário a temperatura desce. Deve ser levado em consideração que nem todas as variáveis envolvidas nas plantas são medidas permitindo que fique a cargo do sistema de controle encontrar e compensar a influência de tais ruídos. Se todas as variáveis da carga permanecem constantes, a posição da válvula não precisa ser alterada e a variável controlada pode também permanecer constante.

Implementações clássicas de controle de temperatura em trocadores de calor, como feedback não são suficientes para manter variáveis de plantas reais (alta inércia térmica) dentro dos limites toleráveis. Atrasos, não-linearidades e acoplamento das PV's com outras variáveis são motivos razoáveis para o estudo de outras técnicas de controle.

Este trabalho está foi dividido em sete capítulos e cinco apêndices para dissertação do assunto.

O segundo capítulo descreve o funcionamento do processo de aquecimento de óleo em trocadores de calor do tipo casco e tubos bem como uma revisão bibliográfica sobre escoamentos aplicados aos trocadores.

O terceiro capítulo revisa modelos de fluxo através de válvulas e tubulações de vapor e condensado, explora as características de modelagem de volume de controle para proposta de modelo baseado em parâmetros geométricos. A conclusão deste capítulo foi à validação do modelo usando dados reais.

O quarto capítulo faz uma breve revisão bibliográfica sobre o controle por realimentação e pré-alimentação, controle cascata e preditor de Smith. Ao final deste capítulo foi apresentado a implementação das estratégias citadas sobre a modelagem proposta, no ambiente de simulação do Matlab.

O quinto e o sexto capítulos fazem, respectivamente, a discussão dos resultados da simulação bem como a conclusão do estudo, através da apresentação de tabelas comparando os picos de sobre temperatura, variabilidade e desperdício de energia.

O sétimo capítulo lista as referências utilizadas e os cinco apêndices apresentam os dados reais de processo, bibliotecas de simulação, diagrama de blocos da modelagem e controle propostas.

A principal contribuição deste trabalho foi à análise de estratégias de controle através de da modelagem de um trocador de calor do tipo casco e tubos e de informações de instrumentação, para diminuição da variabilidade do sistema de aquecimento de óleo pesado.

1.1 Objetivos do trabalho

Estudo de controladores de temperatura em trocadores de calor do tipo casco e tubos aplicados ao aquecimento de óleo pesado.

1.2 Objetivos específicos

- Estudar e modelar o funcionamento de trocador de calor do tipo casco e tubo:
 - Estudar o funcionamento do processo de aquecimento de óleo e seus efeitos;
 - Modelar válvula de controle de fluxo de vapor;
 - Modelar trocador de calor do tipo casco e tubos;
- Estudar e modelar o funcionamento do sistema de recuperação de condensado:
 - Estudar o funcionamento do processo de recuperação do condensado e seus efeitos transientes;
 - Modelar válvula de controle de fluxo de condensado;
- Estudar estratégias e leis de controle capazes de controlar e melhorar o desempenho da planta.

Capítulo 2 – Revisão bibliográfica: Descrição do processo de aquecimento de óleo

Este capítulo visa descrever o processo de aquecimento de óleo, usado na indústria do petróleo, de forma qualitativa. Esta discussão será usada como embasamento para modelagem quantitativa e explorar soluções da área de controle de processos que contribuam para a regulação de temperatura óleo.

2.1 Fonte de calor

O vapor de água é usado como meio para geração, transporte e utilização de energia desde os primórdios do desenvolvimento industrial. O baixo custo, a abundância e fácil obtenção da água colaboram para a geração de energia (trabalho) através do vapor de água.

A grande maioria das indústrias de processos tem o vapor como principal fluido de alimentação de máquinas térmicas. O vapor saturado tem a grande vantagem de manter a temperatura constante durante a condensação a pressão constante. Através do controle da pressão do vapor saturado nos consumidores pode-se controlar, indiretamente, a temperatura dos processos. Conforme a linha numerada da Figura 2, trabalhando-se a uma pressão constante e absoluta de 10 bar a água evapora-se a uma temperatura de 179,9 °C (1 para 2, da linha azul da Figura 2). Quando a água está na iminência de sua evaporação, mas ainda está na fase líquida, dá-se o nome de estado de líquido saturado (ponto 2 da Figura 2). A partir deste ponto, podem-se coexistir os estados de líquido e vapor. Desta forma a água armazena energia na forma de entropia ou desordem das moléculas, sem aumentar de fato a sua temperatura. Nos pontos seguintes (3 para 4 da linha numerada da Figura 2), chamado de estado de vapor saturado, é necessário medir mais uma variável, como por exemplo, o volume específico, para estimar a quantidade efetiva de água na fase vapor ou na fase líquida. Ao percentual de vapor, no estado de vapor saturado, chama-se de título. Se a energia do sistema continuar aumentando, o vapor passa para estado de vapor superaquecido. Este vapor é mais seco que o vapor saturado e, portanto, possui características que o torna viável na geração de trabalho mecânico em turbinas a vapor [6].

As indústrias que trabalham com o aquecimento de petróleo usam, principalmente, o vapor saturado.

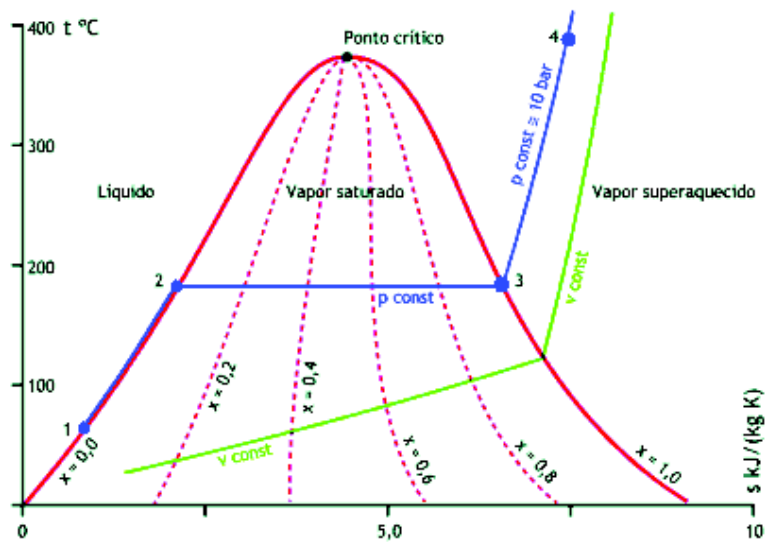


Figura 2 - Diagrama temperatura x entropia para água [10].

As caldeiras são os equipamentos mais usados como fonte de geração deste vapor. São capazes de gerar vapor saturado com uma eficiência de 80 a 98%.

Dentre os dois tipos de caldeira, a mais utilizada são as flamotubulares, vide Figura 3, devido ao seu baixo custo de instalação e por atenderem a classe de pressão e temperatura dos processos que envolvem o aquecimento de óleo [11].

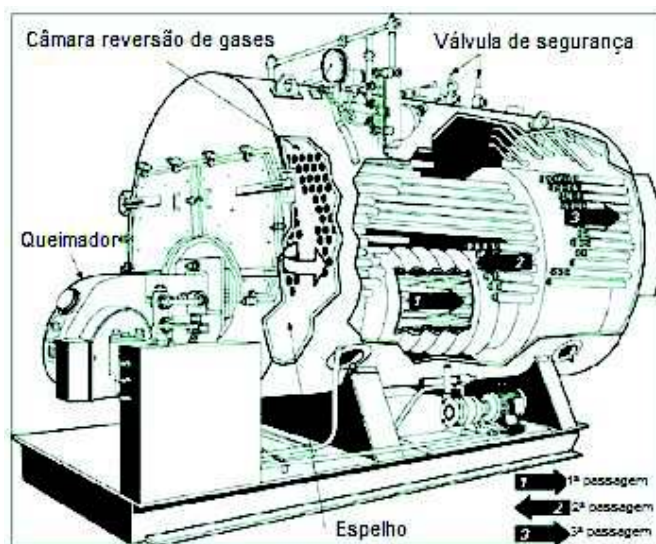


Figura 3 - Caldeira flamotubular [9].

A caldeira flamotubular é caracterizada por um recipiente metálico cuja função é a produção de calor através do aquecimento da água, ou via combustão ou via elétrica. As caldeiras são geralmente, enquadradas no setor de suprimentos de uma indústria e tem o objetivo de fornecer vapor, à pressão e vazão controladas.

Sabe-se que geradores de energia térmica (caldeira) devem atender a demanda exigida pelos consumidores (máquinas térmicas) de vapor. Pela Equação 1, pode-se perceber que o consumo excessivo de vapor implicará em maiores custos para manter os processos térmicos.

$$\dot{Q}_{\text{exp}} = \eta_{\text{cal}} \cdot \dot{Q}_{\text{forn}}$$

Equação 1

onde

\dot{Q}_{exp} é o fluxo de calor exportado em vapor

η_{cal} é a eficiência da caldeira

\dot{Q}_{forn} é o fluxo de calor fornecido pelo combustível

Portanto, máquinas térmicas como trocadores de calor devem transferir energia do vapor para o óleo de forma controlada para evitar desperdícios. A seguir serão descritos as características da planta e os problemas no controle das variáveis de processo.

2.2 Trocador de calor

O trocador de calor está presente em estações de produção de óleo terrestre, em plataformas, em refinarias e até em terminais que cuidam da logística de transporte petróleo e seus derivados.

Os trocadores de calor têm a função trocar energia térmica entre fluidos de diferentes energias e são normalmente classificados de acordo com o tipo de construção e arranjo do escoamento [16].

Dentre uma gama de geometrias de trocadores de calor, o presente trabalho abordará apenas o estudo de trocadores de calor do tipo casco-tubo (*shell and tube*), pois é um dos mais usados na indústria petrolífera nacional. Este trocador é constituído por um conjunto de tubos envolto

por um casco (*shell*) no qual um fluido circula no interior de tubos (fluido primário) enquanto outro fluido (fluido secundário) escoar entre as partes externa dos tubos e o casco, conforme ilustrado na Figura 4.

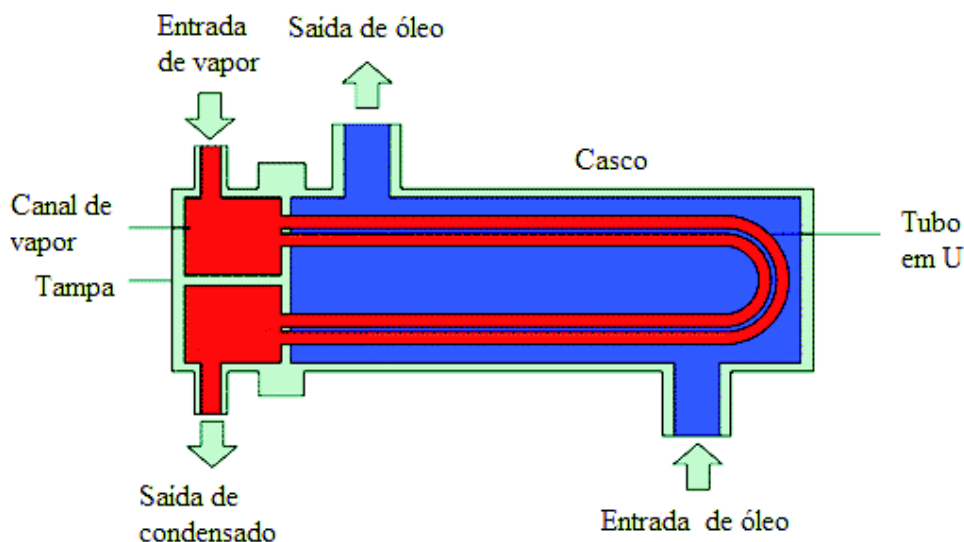


Figura 4 – Esquema do trocador de calor casco e tubo [12].

Através da Figura 4 também é possível perceber que o trocador de calor possui um passe (trajeto) no casco e quatro passes pelos tubos (dois passes por tubo em U).

No caso de um fluido muito viscoso, como o petróleo, e o outro pouco viscoso, como o vapor d'água, é comum que o fluido mais viscoso escoar pelo casco, pois é mais fácil intensificar a turbulência.

O número Reynolds representa o quociente entre forças de inércia e viscosas de um fluido e pode informar quanto o tipo de escoamento de fluido, conforme a Equação 2. Aplicando, qualitativamente, a Equação 2 ao petróleo (alta viscosidade, μ é alto) e comparando o escoamento pelos tubos do trocador (menor diâmetro, D é baixo) pode-se concluir que o valor do número de Reynolds seria baixo. Valores baixos para o número de Reynolds retratam a tendência do fluido em escoar de forma laminar, que no trocador prejudica a troca térmica entre camadas, face a escoamentos turbulentos. Caso o óleo escoar pelo casco (maior diâmetro) ter-se-á um valor maior para o número de Reynolds. Isso significa que seu escoamento tenderá para o regime turbulento o que deve aumentar as trocas térmicas e eficiência do trocador de calor [12].

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot D}{\mu}$$

Equação 2

Portanto, em aplicações de aquecimento de óleo, o vapor passa pelos tubos enquanto o óleo passa pelo casco. Esta discussão será utilizada para descrever o modelo de trocador de calor no capítulo a seguir.

2.2.1 Instalações

O trocador de calor do tipo casco e tubos é composto de:

- Feixe tubular;
- Casco; e
- Cabeçotes.

A Figura 5 detalha os componentes do trocador de calor do tipo casco e tubos.

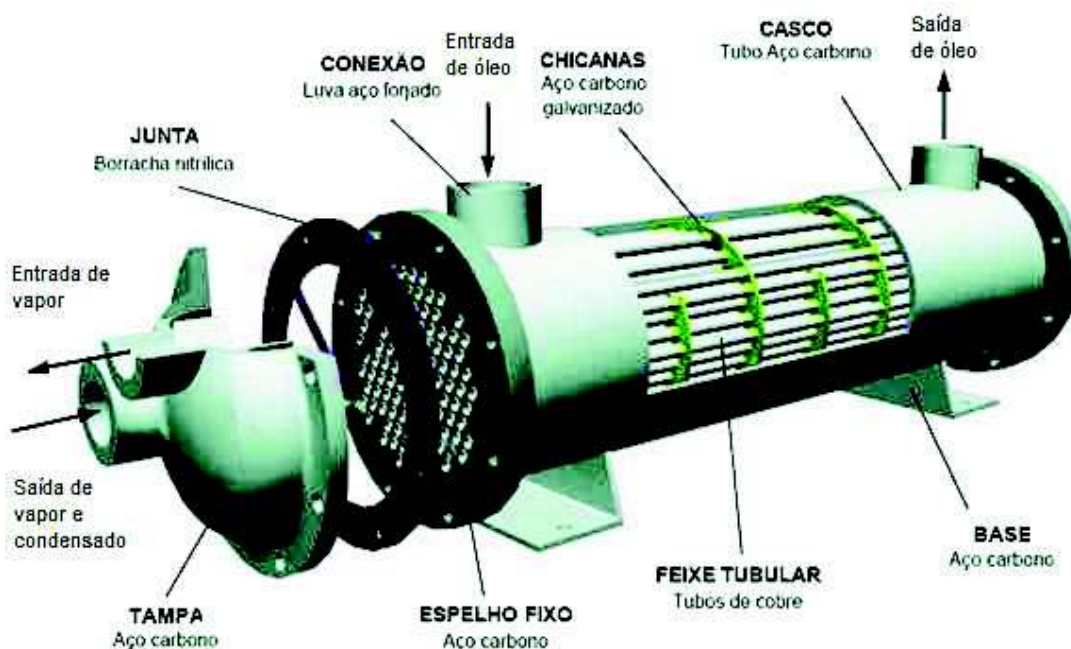


Figura 5 - Vista explodida de trocador de calor do tipo casco e tubos [3].

2.2.1.1 Feixe tubular

O feixe tubular é um conjunto de tubos fixados em suas pontas em espelhos, conforme a Figura 6. Os espelhos são placas planas furadas que tamponam as aberturas do casco cilíndrico e fixam os tubos. Estas fixações podem ser através de mandrilagem, solda, ou ambos.



Figura 6 – Feixe tubular de um trocador de calor industrial.

Transversalmente ao feixe de tubos, são montados as chicanas (vide Figura 5) de modo a proporcionar um fluxo, zigue-zague, para troca de energia e sirva de suporte para o feixe de forma a evitar vibrações [2]. A Figura 5 também mostra estes feixes em detalhes.

2.2.1.2 Casco

O casco é composto de um cilindro que pode ser ou não soldado nos flanges ou nos próprios espelhos. Este ainda pode conter junta de expansão para o caso do diferencial de dilatação térmica ser muito elevado. A Figura 5 ilustra o casco de um trocador de calor.

2.2.1.3 Tampa

A tampa ou cabeçote (vide Figura 7) tem a função de receber e distribuir um fluido pelos tubos. O cabeçote permite que o fluido quente (vapor) escoe, de uma das pontas do tubo em U para a outra, e forneça calor ao fluido frio.



Figura 7 – Cabeçote de um trocador de calor casco-tubo retirado para manutenção.

Após trocas térmicas, o cabeçote recebe, em outra câmara, o condensado. A Figura 4 ilustra o caminho do vapor ou fluido primário enquanto a Figura 8 mostra a parte interna de um cabeçote real.

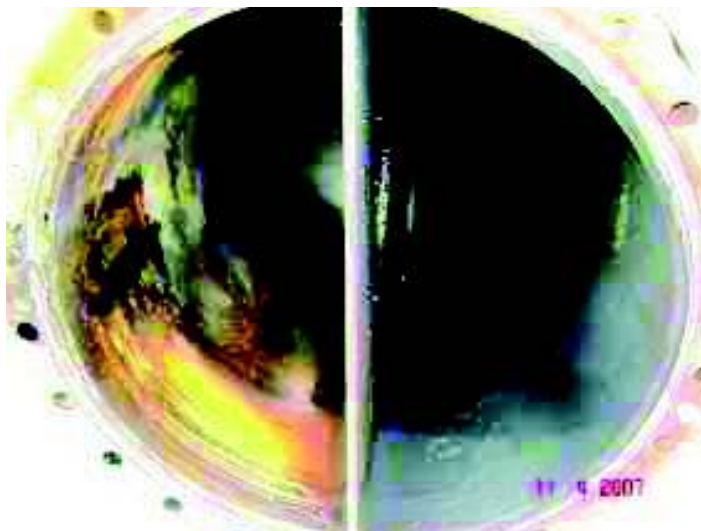


Figura 8 – Detalhe interno do cabeçote ilustrando a divisão das câmaras de distribuição do fluido primário.

Através da Figura 8 é possível perceber, que a câmara da esquerda possui corrosão característica e, portanto recebe o condensado.

2.2.2 Escoamento interno

O vapor, que escoa no interior dos tubos, desenvolve um perfil de escoamento caracterizado por um fluido compressível. À medida que o vapor escoa pelos tubos, no interior do trocador, há troca térmica e, portanto, desenvolve-se um perfil térmico entre as camadas do escoamento destes tubos, vide Figura 9. As trocas térmicas são dependentes, principalmente, das características do escoamento interno desenvolvido, do material utilizado nos tubos e das características do escoamento externo aos tubos, ou seja, da convecção do óleo.

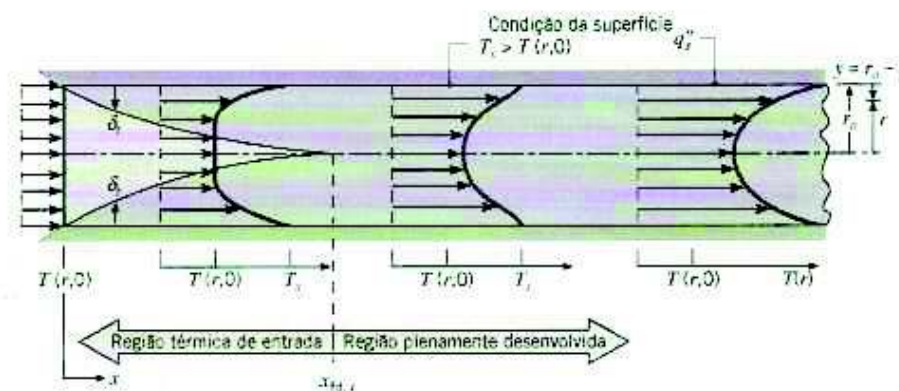


Figura 9 – Perfil térmico de um escoamento interno [4].

A troca térmica ao longo dos tubos provoca a perda de energia do vapor, até que o mesmo condense. Essas condições no interior do tubo dependem fortemente da velocidade do escoamento do vapor através do tubo. Se essa velocidade for pequena, a formação do condensado se dá a partir da região superior do tubo para a inferior, escoando na direção longitudinal com o vapor [4], conforme a Figura 10.

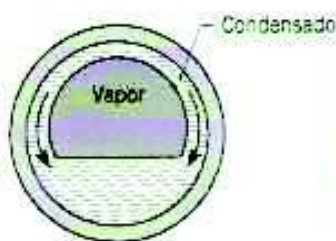


Figura 10 – Seção transversal do escoamento do condensado para baixa velocidade [4].

Em velocidades altas do vapor o regime de escoamento bifásico se torna anular. O vapor ocupa o núcleo do tubo, diminuindo o diâmetro conforme a espessura com o aumento da camada externa de condensado na direção do escoamento, vide Figura 11.

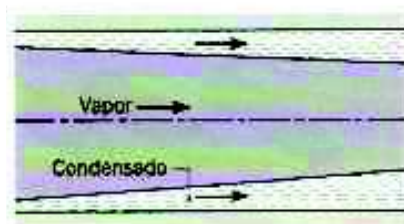


Figura 11 – Seção longitudinal do escoamento do condensado para alta velocidade do vapor [4].

Devido à atuação das válvulas de controle o vapor pode experimentar diferentes perfis de velocidades em seu escoamento [21]. A condensação em película ou filme, no interior de tubos horizontais representa uma resistência às trocas térmicas. Esta é uma das razões pelo qual o trocador deve operar sem o condensado [12]

Caso o condensado não escoe e se acumule nos tubos do trocador, podem-se formar zonas quentes (vapor) e frias (condensado), gerando tensões mecânicas devido ao diferencial de temperatura [14]. A esse efeito chama-se *stall*.

2.2.3 Escoamento externo

A transferência de calor a partir de um feixe de tubos para o escoamento cruzado é relevante em aplicações tais como em trocadores de calor. Tipicamente, um fluido se move sobre os tubos, enquanto o segundo fluido, a uma temperatura diferente, passa através dos tubos. Portanto, a transferência de calor se dará por convecção e condução.

As fileiras de tubos, vide Figura 12, tomam um alinhamento de forma que o fluido a ser aquecido cruze toda a superfície externa do feixe de tubos.

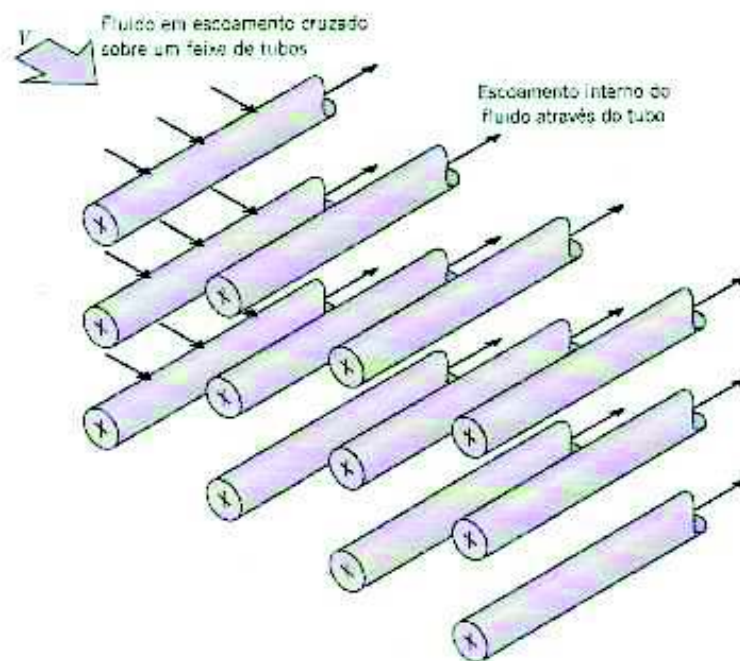


Figura 12 – Esquema de um feixe de tubos em um escoamento cruzado [4].

As condições de escoamento no interior destes feixes são dominadas pelos efeitos de separação da camada limite e pelas interações da esteira (vide Figura 13), que, por sua vez, influenciam a transferência de calor.

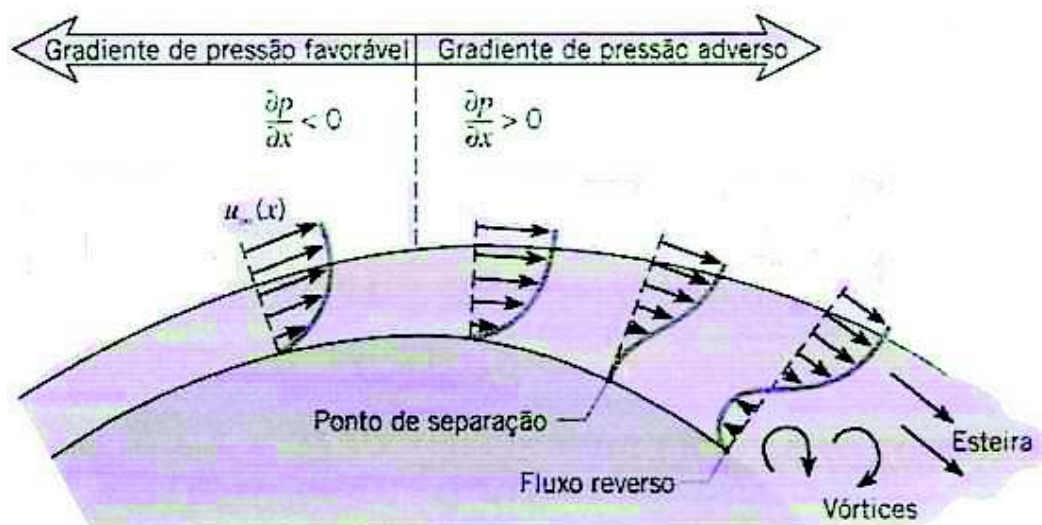


Figura 13 – Perfil de velocidade associado com a separação sobre um cilindro circular no escoamento cruzado [4].

A zona de esteira é a região em que duas camadas cisalhantes se desprendem de ambos os lados do tubo e se prolongam na direção do escoamento, à jusante.

A camada limite, vide Figura 14, formada pelo escoamento de um fluido é caracterizada pelo gradiente de velocidade e tensões de cisalhamentos entre camadas adjacentes até certo limite.

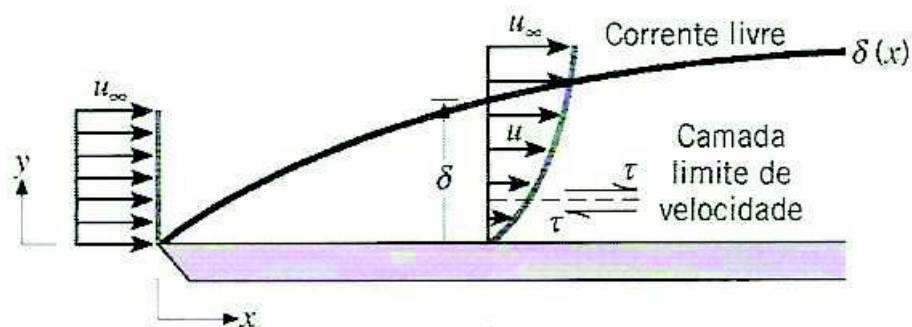


Figura 14 – Desenvolvimento da camada limite de velocidade sob uma placa plana [4].

Após esse limite, de desenvolvimento da camada limite, a corrente formada é chamada de livre e as tensões e gradientes entre essas camadas são desprezíveis [4]. Através desta análise qualitativa pode-se concluir que a vazão de entrada do óleo no trocador vai interferir no

escoamento externo, e, por sua vez, na troca térmica por convecção. Para um determinado fluxo de calor constante, caso a vazão de óleo seja aumentada sua temperatura na saída diminuiria. Para compensar o aumento de vazão de óleo deve-se controlar o fluxo de calor, controlando-se a vazão de vapor.

Analisando, qualitativamente, o funcionamento de um trocador de calor pode-se perceber que o funcionamento desse sistema depende de muitas variáveis. Além disso, muitas destas seriam complicadas para medir ou estimar como escoamentos internos, externos, tornando complexa a elaboração de modelos matemáticos. Além dos mecanismos internos a geometria de um trocador de calor, como dimensões, massa e forma são parâmetros macroscópicos que os caracterizarão.

2.3 Sistema de recuperação de condensado

Uma parcela considerável do custo de operação de caldeiras envolve o gasto com combustível. Por isso, medidas efetivas para minimizar o consumo de combustível contribuem de forma considerável para a redução de gastos em uma indústria.

No calor total do vapor, o calor latente é aproveitado praticamente de forma integral, enquanto o calor sensível é pouco aproveitado. Como o calor remanescente no condensado equivale a 20 e 30% do calor total do vapor, a recuperação do condensado resulta em considerável economia de combustível. As vantagens da recuperação de condensado são, [12]:

1. Economia de combustível (condensado do sistema já possui energia);
2. Economia de água tratada de reposição;
3. Redução da vazão de purgas na caldeira.

A qualidade do condensado é similar à de uma água desmineralizada. A recuperação de condensado como água de alimentação proporciona uma redução das purgas e conseqüente economia.

A formação do condensado, no interior do trocador de calor, acontece em função da troca térmica entre o vapor saturado e o óleo, segundo o diagrama T-S da Figura 2.

A produção de condensado por parte do trocador de calor implica em trocas térmicas com o óleo, ou seja, o vapor saturado perde energia e se condensa. O condensado produzido pelo trocador de calor escoar para um tanque de selagem ou vaso de condensado cuja função é

recuperar condensado. Portanto, um sistema de controle deve garantir uma selagem da linha de retorno de condensado, conforme a Figura 15.

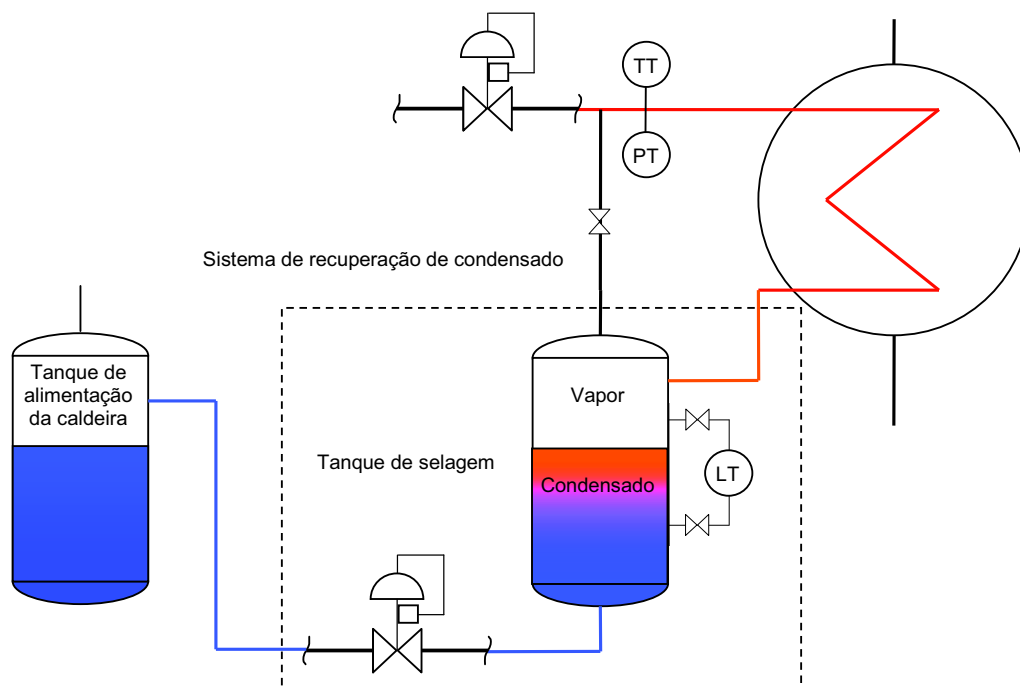


Figura 15 – Sistema de recuperação de condensado.

O nível alto do tanque de condensado pode acarretar inundação no trocador, ou seja, excesso de condensado que diminuirá sua eficiência térmica ou efetividade. A efetividade é definida como a razão entre a taxa real de transferência de calor no trocador de calor e a taxa máxima possível de transferência de calor.

O nível baixo do tanque de condensado pode acarretar entrada de vapor na linha de retorno de condensado e geração de um escoamento bifásico (água + vapor), ou seja, formação de bolhas que, dependendo das condições de pressão, temperatura e escoamento da linha, pode colapsar e provocar pancadas audíveis na linha (vibrações). A Figura 16 mostra uma visão geral do processo de aquecimento de óleo e um sistema de recuperação de condensado controlado por válvula.

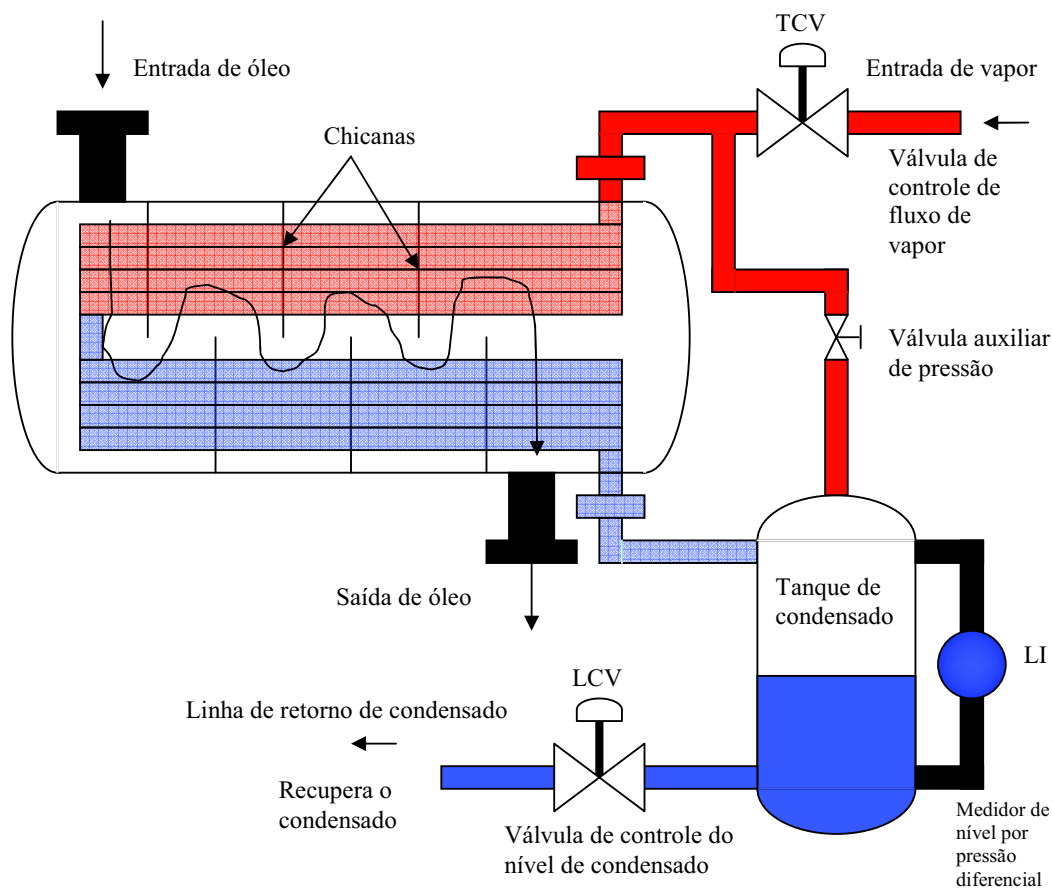


Figura 16 – Processo de aquecimento de petróleo

Existem tipos variados de sistemas de recuperação de condensado como: sistema tanque-bomba e purgadores (*steam trapping*), usado em sistemas menores e que mantém a linha de vapor seca. Este trabalho discutirá apenas o sistema de recuperação de condensado tanque-válvula, freqüentemente usado em sistemas de aquecimento de óleo.

2.3.1 Problemas em linha de retorno de condensado

O fluxo do condensado, transportado do tanque de selagem para o tanque de alimentação da caldeira, é comumente controlado por válvulas ou bombas (vide Figura 15). Devido às condições do condensado (quente), estarem freqüentemente próximas ao estado de líquido saturado, zonas de baixa pressão, durante seu escoamento, podem causar *flashing* ou a cavitação. Uma das consequências destes fenômenos é a ocorrência de golpes de aríetes, ou *water hammer*, na linha.

2.3.2 Cavitação e *flashing* em válvulas

A cavitação consiste de uma evaporação seguida de uma condensação de um líquido [17]. Geralmente, ocorre quando líquidos em temperatura constante estão sujeitos a uma redução de pressão igual à pressão de vapor daquele líquido. Em aplicações industriais esta pressão pode ser alcançada quando a velocidade do fluxo é suficientemente, aumentada, devido a restrições na linha (válvulas, reduções). Uma das conseqüências devastadoras da cavitação é a degradação mecânica de um material sólido (erosão por cavitação).

Quando a diferença de pressão através de uma restrição é aumentada, seja devido à diminuição de seu diâmetro ou ao aumento da velocidade (ou vazão) do líquido, a velocidade das linhas de fluxo na restrição também são aumentadas, conforme a Figura 17.

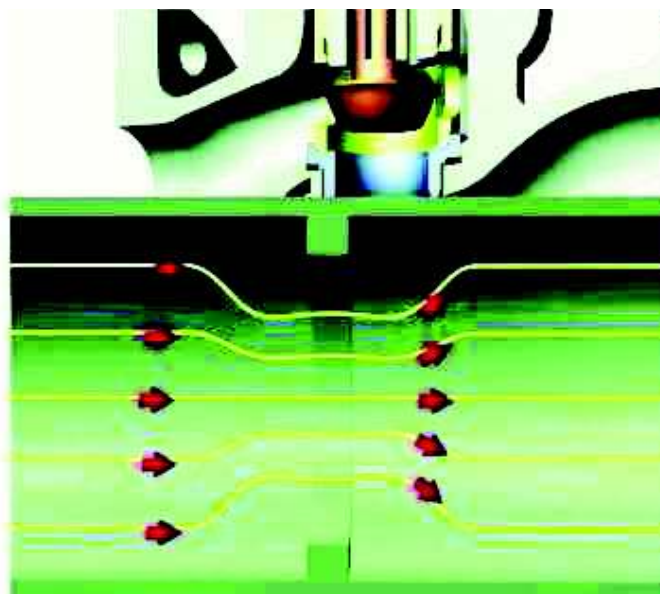


Figura 17 - Linhas de fluxo durante o escoamento de líquido por uma válvula [18].

Este aumento na velocidade das linhas de fluxo provocam zonas de baixa pressão. O afunilamento das linhas de fluxo intensificam essas zonas de baixa pressão, conforme a Figura 18. A região de maior velocidade do fluido é chamada de *vena contracta*. Após a passagem pela restrição, para fluidos incompressíveis, haverá uma tendência por parte do líquido de recuperar a pressão. Devido à perda de carga essa pressão não será totalmente recuperada.

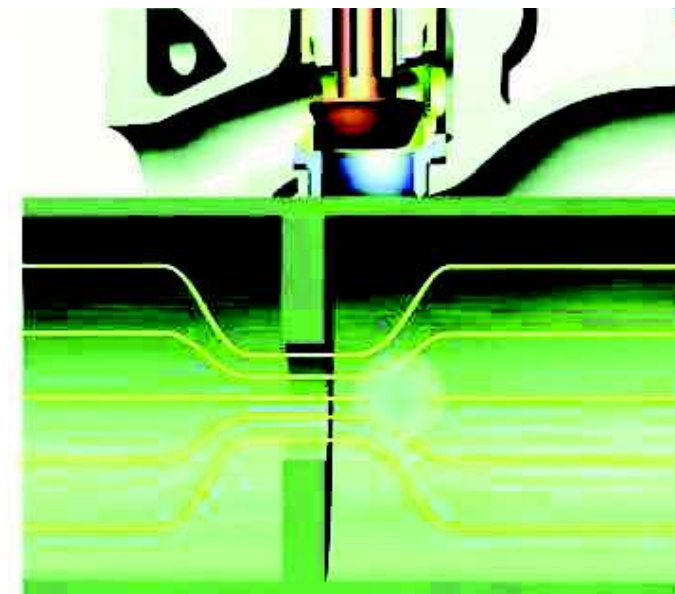


Figura 18 - Indicação da possível região de *vena contracta* numa restrição na tubulação [18].

Após essa recuperação de pressão, se a zona de baixa pressão permanecer igual ou abaixo da pressão de vapor daquele líquido, haverá mudança de estado, caracterizando o fenômeno do *flashing*, conforme a Figura 19. Fisicamente, bolhas de vapor são produzidas, que ocupam espaço no fluxo e podem colapsar em algum lugar na linha, provocando vibrações na linha de retorno de condensado [7].

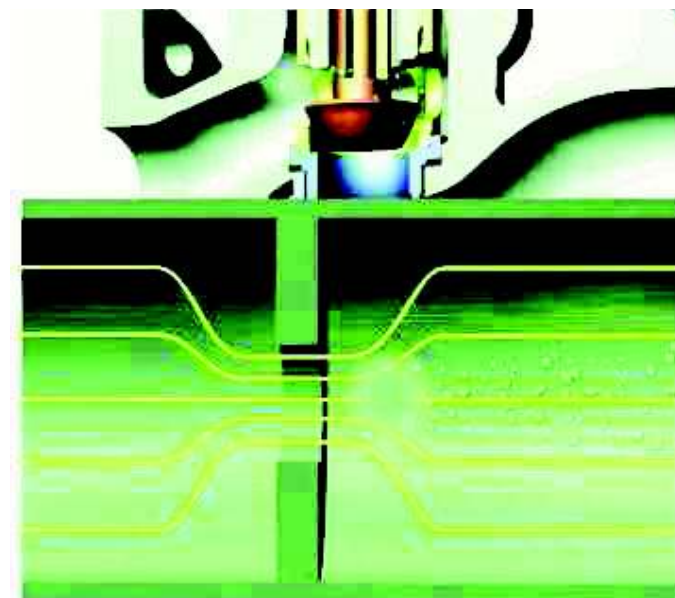


Figura 19 - Ocorrência do *flashing* em válvula [18].

Caso a pressão, no ponto de *vena contracta*, seja maior que pressão de vapor não ocorrerá *flashing* e nem cavitação, conforme a Figura 20 (A) (B) (C). Caso a pressão, no ponto de *vena contracta*, seja igual ou menor que a pressão de vapor, e a recuperação de pressão seja igual ou superior a pressão de vapor, ocorrerá cavitação, conforme a Figura 20 (D) (E).

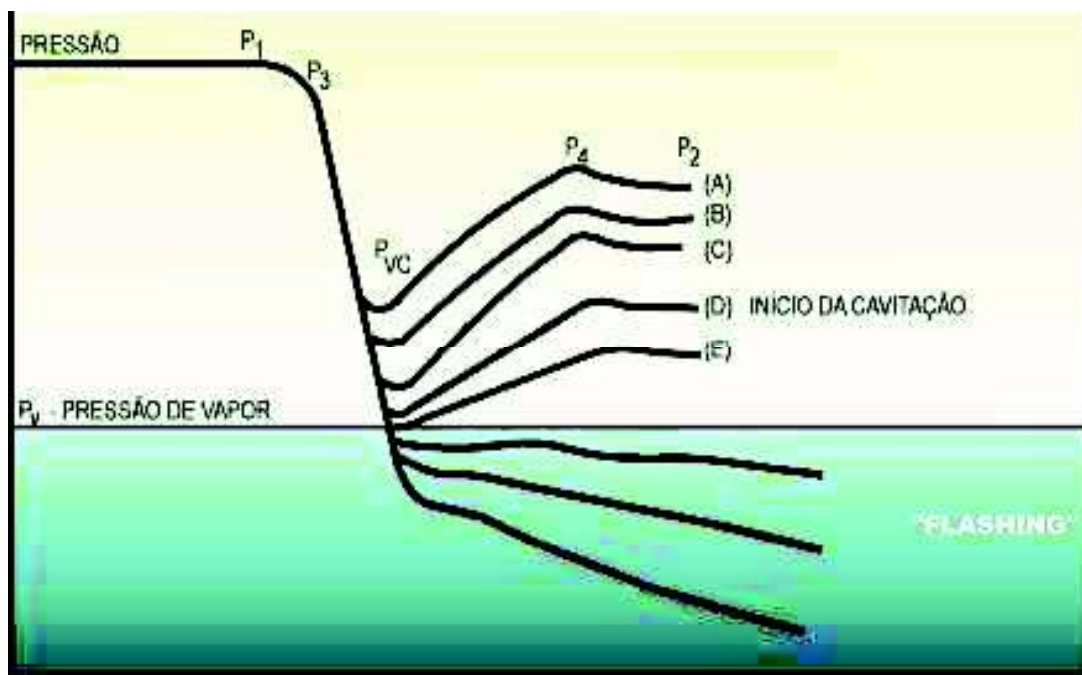


Figura 20 - Curvas do diferencial de pressão na restrição que caracterizam o *flashing* e a cavitação [18].

Caso a pressão, no ponto de *vena contracta*, permaneça abaixo da pressão de vapor, ocorrerá *flashing*.

Capítulo 3 – Modelagem do processo

Neste capítulo visa-se descrever de forma quantitativa os processos envolvidos no sistema de aquecimento de petróleo, bem como, modelagem válvulas de controle, trocador de calor casco tubos e condições de cavitação ou *flashing*. Esta discussão será usada como motivação para explorar soluções que contribuam para a melhoria destas instalações.

O fluxo de energia em trocadores de calor pode ser representado conforme a Equação 3.

$$Q = U.A.\Delta T$$

Equação 3

onde

U é o coeficiente global de transferência de calor

A é a área da troca de calor

ΔT é a diferença de temperatura entre a superfície do sólido e o fluido

As equações tradicionais de modelagem de trocadores de calor estão baseadas em um conjunto de hipóteses clássicas, como coeficiente global de transferência de calor e propriedades termofísicas constantes ao longo da área de transferência. Estas considerações permitem soluções analíticas, funções da configuração do escoamento, do balanço de energia e da equação de modelagem ao longo da área de transferência de calor, representadas por relações conhecidas [5] [15].

Entretanto, processos térmicos não são apropriadamente descritos por estas equações convencionais. Por exemplo, na condensação e na vaporização, podem ocorrer variações significativas do coeficiente de transferência de calor com mudança de fase e, caso a resistência térmica correspondente seja relevante, a hipótese de coeficiente global constante fica prejudicada, podendo comprometer a exatidão dos resultados obtidos [4]

Sistemas térmicos industriais e reais são multi-variáveis, lentos, não-lineares e variantes no tempo. Esta afirmativa foi motivadora para sugestão de uma modelagem de trocadores baseados em parâmetros geométricos (como dimensões, massa, número de passes dos tubos), medições de entrada do óleo e do vapor, considerações de escoamentos e correlações de características de válvulas de controle. A Figura 21 resume a proposta.

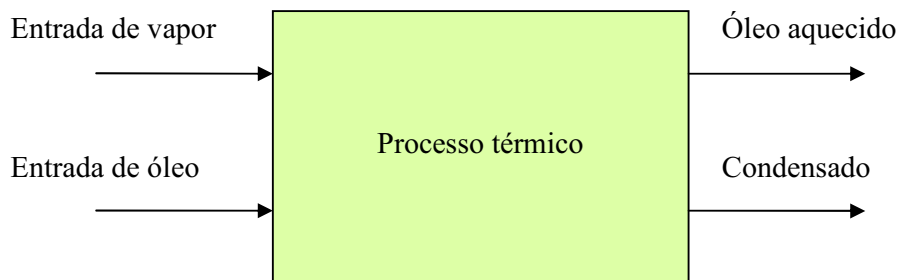


Figura 21 – Esquema do diagrama de processo.

A modelagem proposta foi baseada na instrumentação clássica de campo e, seus dados usados para a validação do modelo (3.7 Validação do modelo). A Figura 22 retrata a forma convencional de instrumentar trocadores de calor. Portanto, neste capítulo visa-se associar estas mínimas informações a modelos, para estimar a temperatura do óleo e produção de condensado.

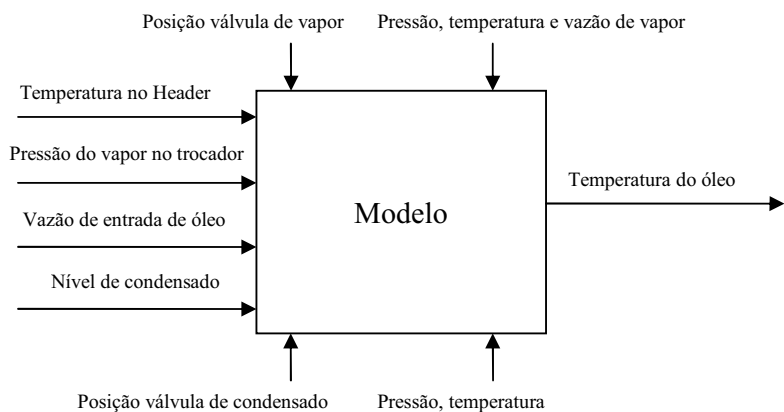


Figura 22 – Esquema da instrumentação convencional de trocadores de calor.

3.1 Modelagem do trocador de calor

A primeira lei da termodinâmica é a lei da conservação de energia. Para aplicá-la é necessário identificar uma região no espaço delimitada por uma superfície de controle através da qual matéria e energia podem passar. Uma vez identificado o volume de controle é preciso especificar uma base de tempo apropriada. Portanto, há duas formas:

- Como a Primeira Lei precisa ser satisfeita para todo e qualquer instante de tempo t , uma opção envolve a formulação da Lei com base nas taxas; ou seja, em qualquer instante de tempo deve existir um equilíbrio entre todas as taxas de energia, medidas em joules por segundo $[W]$:
- Outra opção é satisfazer a primeira lei para qualquer intervalo de tempo Δt . Para tal intervalo deve existir um equilíbrio entre as quantidades trocadas de energia, medidas em joules $[4]$.

Considere a aplicação da conservação de energia no volume de controle mostrado na Figura 23.

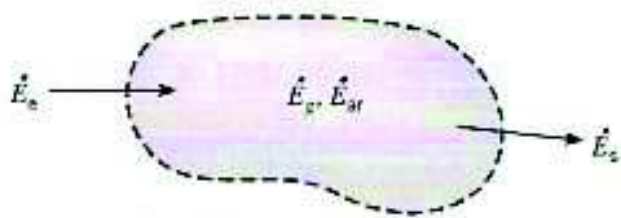


Figura 23 – Conservação de energia para um volume de controle [4].

A taxa na qual as energias térmicas e mecânicas entram em um volume de controle, mais a taxa na qual a energia térmica é gerada no interior do volume de controle, menos a taxa na qual as energias térmica e mecânica deixam o volume de controle deve ser igual à taxa do aumento da energia armazenada, E_{ar} , no interior deste volume, conforme a Equação 4. A energia térmica pode ser criada no interior deste volume devido à conversão de outras formas de energia, como reações químicas exotérmicas.

$$\dot{E}_{ent} + \dot{E}_g - \dot{E}_{sai} = \dot{E}_{ar}$$

Equação 4

Os termos relativos à entrada e saída de energia são fenômenos de superfície. Ou seja, eles estão associados, exclusivamente, a processos que ocorrem na superfície de controle e são proporcionais a área da superfície. Em situações nas quais massa atravessa a fronteira do volume de controle, os termos da Equação 4 que relacionam a entrada e saída também incluem a energia carregada pela massa que entra e sai do volume de controle $[4]$.

O termo da geração de energia é associado à conversão de outra forma de energia (química, elétrica, eletromagnética ou nuclear) em energia térmica. Esse é um fenômeno volumétrico. Ou seja, ocorre no interior do volume de controle e é proporcional à magnitude deste valor. O armazenamento de energia também é um fenômeno volumétrico, e variações dentro do volume de controle podem ser devidas a variações de energia interna, cinética e/ou potencial. A Figura 24 mostra o volume de controle para a realização da modelagem do trocador.

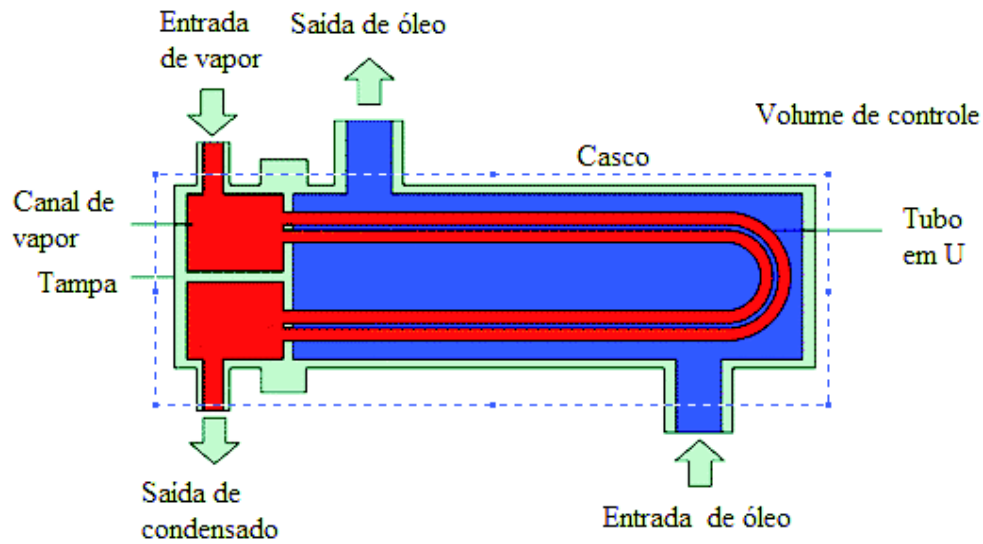


Figura 24 – Volume de controle utilizado para a modelagem do trocador de calor [12].

A massa total do volume de controle pode ser escrita conforme a Equação 5.

$$M_{total} = m_{vapor} + m_{cond} + m_{óleo} + m_{aço} = \sum_1^4 (\rho_n V_n)$$

Equação 5

A taxa de energia que entra no volume de controle pode ser escrita conforme a Equação 6.

$$\dot{E}_{ent} = \dot{m}_{vapor} h_{vapor} + \dot{m}_{óleo,ent} c_{p,óleo} T_{óleo,ent}$$

Equação 6

onde

h é a entalpia

A taxa de energia que deixa o volume de controle pode ser escrita conforme a Equação 7.

$$\dot{E}_{sai} = \dot{m}_{cond} \cdot h_l + \dot{m}_{\acute{o}leo} \cdot c_{p,\acute{o}leo} \cdot T_{\acute{o}leo}$$

Equação 7

A taxa de energia acumulada, ou armazenada, no volume de controle pode ser escrita conforme a Equação 8.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{ar} &= \frac{d}{dt} \left(\sum_1^4 (\rho_n V_n) c_{p,n} T_n \right) \\ \dot{E}_{ar} &= \frac{d}{dt} (\rho_{vapor} \cdot V_{vapor} \cdot c_{p,vapor} \cdot T_{vapor}) + \frac{d}{dt} (\rho_{cond} \cdot V_{cond} \cdot c_{p,cond} \cdot T_{cond}) + \\ &+ \frac{d}{dt} (\rho_{aço} \cdot V_{aço} \cdot c_{p,aço} \cdot T_{aço}) + \frac{d}{dt} (\rho_{\acute{o}leo} \cdot V_{\acute{o}leo} \cdot c_{p,\acute{o}leo} \cdot T_{\acute{o}leo}) \end{aligned}$$

Equação 8

onde

T_{vapor} é a temperatura do vapor no interior do trocador

T_{cond} é a temperatura do condensado no interior do trocador

$T_{aço}$ é a temperatura do aço no interior do trocador

$T_{\acute{o}leo}$ é a temperatura do óleo no interior do trocador

O termo que descreve o fluxo de energia devido a massa do condensado e pode ser expresso conforme a Equação 9.

$$\dot{E}_{cond} = \frac{d}{dt} (\rho_{cond} \cdot V_{cond} \cdot c_{p,cond} \cdot T_{cond})$$

Equação 9

Em sistemas reais, todas as variáveis, da Equação 8 e Equação 9, dependem das condições de pressão e de temperatura, que dependem do tempo. Considerando que variáveis como a massa específica do aço, $\rho_{aço}$, o volume de aço, $V_{aço}$ (estimado conforme o tamanho físico do trocador), a calor específico do aço a pressão constante, $c_{p,aço}$, a massa específica do óleo, $\rho_{\acute{o}leo}$, o volume de óleo, $V_{\acute{o}leo}$ (estimado conforme o tamanho físico do trocador e sua

geometria), e o calor específico do óleo a pressão constante, $c_{p,\text{óleo}}$, possuem diminuta variação com as condições de pressão e temperatura entre 22 a 150 °C, e que o termo do fluxo de calor do condensado pode ser escrito como \dot{E}_{cond} , pode-se reescrever a Equação 8 conforme a Equação 10.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{\text{ar}} = & \frac{d}{dt} (\rho_{\text{vapor}} \cdot V_{\text{vapor}} \cdot c_{p,\text{vapor}} \cdot T_{\text{vapor}}) + \dot{E}_{\text{cond}} + \rho_{\text{aço}} \cdot V_{\text{aço}} \cdot c_{p,\text{aço}} \cdot \frac{d}{dt} (T_{\text{aço}}) + \\ & + \rho_{\text{óleo}} \cdot V_{\text{óleo}} \cdot c_{p,\text{óleo}} \cdot \frac{d}{dt} (T_{\text{óleo}}) \end{aligned}$$

Equação 10

O volume do espaço de vapor e do condensado variam no tempo, pois dependem entre si e energia perdida cedida ao óleo. Como o sistema em questão trata de vapor saturado é correto afirmar que o condensado e o vapor coexistem. O que mudará é o título deste vapor, conforme apresentado no item 2.1 Fonte de calor. Na Equação 10, o parâmetro do volume de condensado dentro do volume de controle necessita de uma análise mais criteriosa para estimá-lo, que será feito no item seguinte.

3.1.1 Análise da condensação dentro do tubo

A Equação 10 retrata os fluxos de energia que estão dentro do volume de controle, conforme representado na Figura 24. Dentre uma gama de processos dinâmicos internos no trocador de calor vale abordar a influência da formação de condensado. Para esta análise, considera-se um longo tubo de metal com uma pequena espessura de parede por onde vapor está fluindo. O vapor condensa sobre a parede à medida que caminha para a extremidade do tubo. Um filme líquido subresfriado, alinhado com o eixo do tubo, inicia-se desde o topo do tubo e divide o fluxo igualmente ao redor de cada um de seus lados. O filme se junta novamente na base do tubo para formar outro filme que afeta a parte seguinte. A entalpia liberada pela condensação do vapor é usada para elevar a temperatura do líquido subresfriado para sua temperatura de saturação e então fornecer entalpia de vaporização para alguns dos filmes líquidos para evaporar de sua superfície livre [13].

O vapor puro entra no tubo horizontal e condensa sobre a parede para formar duas camadas distintas: (i) a camada de condensação fina ($0 < \phi_c \leq \phi_s$, onde o ϕ_c especifica o ângulo do filme de condensado e ϕ_s , o ângulo do estratificado acumulado) e (ii) a camada de condensado estratificado ($\phi_s < \phi_c \leq \pi$). A camada de condensado na entrada do tubo é assumida como sendo de forma anular com nenhuma porção acumulada ($\phi_s = \pi$), conforme a Figura 25 e Figura 26.

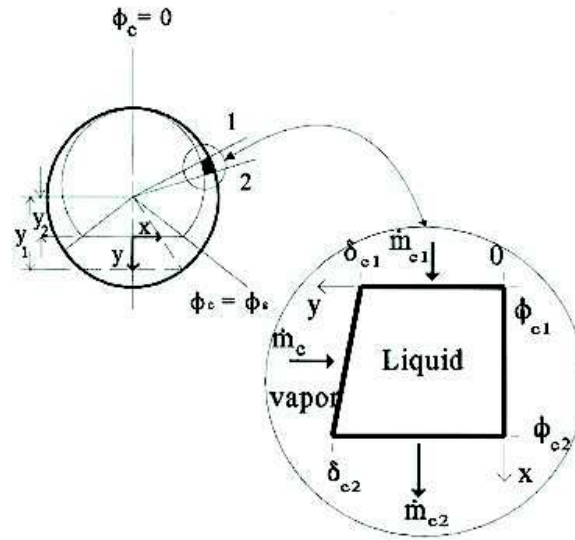


Figura 25 – Balanço de massa para um elemento da camada de filme de condensado [13].

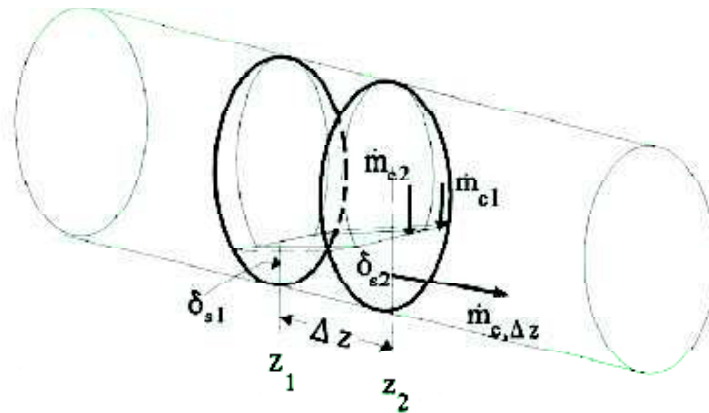


Figura 26 – Balanço de massa para um elemento axial de balanço de massa [13].

Ao longo da direção axial do tubo a camada acumulada gradualmente cresce. A análise destas camadas assume as seguintes considerações:

1. Tubo longo, ou seja, comprimento do tubo é maior que seu diâmetro: $L \gg D$
2. Filme fino, ou seja, o diâmetro do tubo é maior que a espessura do filme de condensado
3. Temperatura da parede do tubo é a mesma do vapor dentro do tubo
4. Fluxo de vapor laminar [13].

Através de balanços de energia e massa pode-se chegar a um sistema de equações diferenciais não lineares para estimar a evolução da espessura do filme estratificado de condensado, a temperatura da parede do tubo e o coeficiente de convecção. Estes desenvolvimentos são detalhados por Al-Ansari [13]. Para estimar o fluxo de saída de condensado, formado no interior do trocador de calor, será usada uma aproximação, segundo a Equação 11.

$$\dot{m}_{cond} = \rho_{cond} \cdot A \cdot \left(\frac{D^2}{48\pi\mu} \right) \left(-\frac{dp}{dz} \right) \cdot \left\{ ct1 - \left(\frac{4 \cdot \tau_{vL}}{D \cdot \left(\frac{dp}{dz} \right)} \right) \cdot [ct2] \right\}$$

Equação 11

onde

$$ct1 = 2 \cdot (\sin(\pi - \phi_s))^3 \cdot \cos(\pi - \phi_s) - 15 \cdot ((\pi - \phi_s)) \cdot (\pi - \phi_s) + (3 + 12 \cdot (\cos(\pi - \phi_s))^2) \cdot (\pi - \phi_s)$$

e

$$ct2 = 6 \cdot (\sin(\pi - \phi_s)) - 2 \cdot (\sin(\pi - \phi_s))^3 - 6 \cdot (\cos(\pi - \phi_s)) \cdot (\pi - \phi_s)$$

As constantes acima ajustam a Equação 11 através do parâmetro do ângulo de filme de condensado. Portanto, aplicando a Equação 11 na Equação 7, o fluxo de saída de condensado varia com o gradiente de pressão ao longo do eixo axial de cada tubo do trocador de calor, com as condições de pressão e temperatura da massa específica e com a tensão de cisalhamento entre as camadas de vapor e do filme de condensado.

A tensão cisalhante entre o vapor e o líquido, τ_{vL} , pode ser expressão conforme a Equação 12.

$$\tau_{vL} = \frac{f_f \cdot \rho_v \cdot \bar{w}_v^2}{2}$$

Equação 12

A Equação 12 expressa a forte relação da tensão de cisalhamento entre o líquido e o vapor com a velocidade média do vapor.

Aplicando a consideração 4 (Fluxo de vapor laminar) sobre a Equação 12, segundo [13] pode-se estimar a fator de atrito, f_f , conforme a Equação 13.

$$f_f = \frac{0,046}{Re_v}$$

Equação 13

O número de Reynolds para o vapor, Re_v , pode ser calculado através da Equação 14.

$$Re_v = \frac{\bar{w}_v \cdot D_h}{\nu_v}$$

Equação 14

A Equação 15 expressa o diâmetro hidráulico, ou seja, o diâmetro pelo qual o vapor escoar, segundo [13].

$$D_h = \frac{D \cdot (2 \cdot \phi_s - \sin(2 \cdot \phi_s))}{2 \cdot [\phi_s + \sin(\pi - \phi_s)]}$$

Equação 15

Nesta modelagem o ângulo da camada estratificada acumulada de condensado, ϕ_s , será consideradas constante. Além desta, o escoamento laminar do vapor será considerado plenamente desenvolvido. Estas considerações resultam da falta de informações do funcionamento térmico no interior do trocador. Desta forma, a queda axial de pressão pode ser expressa segundo a Equação 16.

$$\frac{dp}{dz} \approx \frac{\Delta p}{\Delta z} = \frac{32 \cdot \frac{L \cdot \mu \cdot \bar{w}_v}{D_h^2}}{L} = 32 \cdot \frac{\mu \cdot \bar{w}_v}{D_h^2}$$

Equação 16

Apesar da Equação 11 estimar a taxa de condensado que deixará o trocador de calor ainda não se conhece o volume que de condensado que permanece dentro do trocador. Conforme a Equação 9, o volume interno de condensado afeta o fluxo de energia.

Para estimar a quantidade de condensado, no interior dos tubos, ou a espessura da camada de condensado que será formada no tubo do trocador de calor será usada, como aproximação, a extração do valor médio da solução da condensação de filme sobre parede vertical de Nusselt [4], segundo a Equação 17.

$$\delta = \frac{4}{5} \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \mu_l \cdot k_l \cdot (T_{vapor} - T_{aço}) L}{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) h_{fg}}}$$

Equação 17

onde

μ é a viscosidade dinâmica do condensado

k é a condutividade térmica do condensado

ρ é a massa específica do condensado

A Equação 17 estima o valor médio da película num tubo de comprimento L . Através da aplicação de cálculo de sólido de revolução estima-se que o espaço de vapor pode ser expresso pela Equação 18.

$$V_{vapor} = n \cdot \pi \cdot ((r - \delta)^2 \cdot L_{eq})$$

Equação 18

onde

δ é a espessura média do filme formado no interior do tubo

n é o número de tubos do trocador de calor

L_{eq} é o comprimento de cada tubo do trocador de calor

r é o raio do tubo do trocador de calor

Através da estimativa do espaço de vapor pode-se estimar o volume da película, conforme a Equação 19.

$$V_{condensado} = n.\pi.(r^2.L_{eq} - (r - \delta)^2.L_{eq})$$

Equação 19

A relação entre o volume do espaço de vapor e do condensado pode ser escrita conforme a Equação 20.

$$V_{vapor} + V_{condensado} = n.\pi.r^2.L_{eq}$$

Equação 20

3.2 Estimação da vazão de vapor através da válvula

Conforme o vapor flua de uma região de alta para outra de baixa pressão, seu volume aumenta e sua densidade diminui. Qualquer equação descrevendo esse fenômeno deve conter um fator para considerar a expansão do fluido. O fator de expansão Y preenche essa função: ele nunca é maior que 1 e, para todos os propósitos práticos, nunca é menor que 0,667 para válvulas [8]. Ao se trabalhar com vapor é mais conveniente usar a razão da queda de pressão do que a queda de pressão direta, como é feita com os líquidos. A razão da queda de pressão x corresponde ao ΔP dividido pela pressão à montante P_1 . As fórmulas a serem expostas para vapores são usadas pela ISA [8].

- Vazão gravimétrica (em massa), de vapor através de uma válvula, pode ser expressa conforme a Equação 21.

$$W = 27,34.F_p.C_v.Y.f(X).\sqrt{x.P_1.\gamma_1}$$

Equação 21

onde

W é a vazão gravimétrica em $[\text{kg}/\text{m}^3]$

Y é o fator de expansão, ou seja, a razão do coeficiente de vazão de um gás dividido pelo do líquido no mesmo número de Reynolds [adimensional]

P_1 é a pressão do fluido à montante da válvula em [bar]

x é a razão entre a queda de pressão pela pressão estática absoluta de entrada [adimensional]

γ_1 peso específico do fluido à montante da válvula $[\text{kgf}/\text{m}^3]$

C_v é o coeficiente de vazão da válvula, fornecido pelo fabricante e função do tamanho e do tipo de válvula $(\frac{\text{gpm}}{\sqrt{(\text{psig})}})$

F_p é o fator de correção da geometria da tubulação próxima à válvula [adimensional]

$f(X)$ é a curva característica inerente de vazão pela válvula (varia de 0 a 1) é que depende do tipo de obturador/sede da válvula

Ou expressa conforme a Equação 22.

$$W = 94,8 \cdot F_p \cdot C_v \cdot P_1 \cdot Y \cdot f(X) \cdot \sqrt{\frac{x \cdot M}{T_1 \cdot Z}}$$

Equação 22

onde

T_1 é a temperatura absoluta do fluido à montante da válvula em [K]

M é a massa molecular [g/mol]

Z é o número atômico

- Vazão volumétrica pode ser expressa conforme a Equação 23.

$$Q = 417 \cdot F_p \cdot C_v \cdot P_1 \cdot Y \cdot f(X) \cdot \sqrt{\frac{x}{G \cdot T_1 \cdot Z}}$$

Equação 23

onde

G é a densidade do relativa (relação da massa específica do fluido de processo à pressão e temperatura com a da água a 15,56 °C e 1,0 atm igual a 999,02 kg/m³)

ou conforme a Equação 24.

$$Q = 2240.F_p.C_v.P_1.Y.f(X).\sqrt{\frac{x}{M.T_1.Z}}$$

Equação 24

O fator de expansão Y é calculado pode ser calculado pela Equação 25.

$$Y = 1 - \frac{x}{3.F_k.x_T}$$

Equação 25

Onde

F_k é o fator de relação dos calores específicos [adimensional]

x_T é o fator de relação da queda de pressão [adimensional]

A Equação 25 é válida para $Y \geq 0,667$. O fator F_k é expressado pela Equação 26.

$$F_k = \frac{ct_k}{1,40}$$

Equação 26

onde

ct_k é a relação dos calores específicos do vapor (c_p/c_v) [adimensional]

O fator x_T é calculado usando-se fórmulas de fabricante de válvulas [8] e pode ser expresso pela Equação 27.

$$x_T = 0,84.(C_f)^2 = 0,84.(F_L)^2$$

Equação 27

O valor de C_f (ou F_L) é fornecido em tabelas [8]. Caso se esteja utilizando redutores, x_T passa a ser denominado x_{TP} e pode ser expresso pela Equação 28 e Equação 29.

$$x_{TP} = \frac{x_T}{F_p^2} \left(\frac{x_T \cdot K_i \cdot (C_d)^2}{0,00241} + 1 \right)^{-1}$$

Equação 28

$$K_i = 1,5 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 - 0,5 \cdot \left(\frac{d}{D} \right)^4$$

Equação 29

As equações para vapor d'água (seco e saturado) são dadas conforme as seguintes condições:

- $x < x_{TP}$ a vazão mássica de vapor pode ser expressa pela Equação 30.

$$W = 15,2 \cdot F_p \cdot C_v \cdot P_1 \cdot f(X) \cdot \left(3 - \frac{x}{x_{TP}} \right) \cdot \sqrt{x}$$

Equação 30

- Para $x \geq x_{TP}$ a vazão mássica de vapor pode ser expressa pela Equação 31.

$$W = 30,4 \cdot F_p \cdot C_v \cdot P_1 \cdot f(X) \cdot \sqrt{x_{TP}}$$

Equação 31

3.3 Estimação da vazão de condensado em válvulas

A medição de vazão do condensado de retorno, juntamente com sua temperatura e pressão, poderiam fornecer informações da energia usada pelas máquinas térmicas. Infelizmente, a medição e correlação destas variáveis não são de uso comum, na indústria, devido a muitas

malhas trabalhem com estratégias de controle que não levam em consideração o acoplamento entre os subsistemas.

No escoamento do condensado deve-se evitar que, durante sua transferência até os tanques de alimentação da caldeira, gradientes de pressão suficientes para alterarem o estado do fluido provoquem o *flashing* ou cavitação. Geralmente, estes efeitos transientes do *flashing* ou cavitação são mais comuns durante a partida, quando a válvula de vapor está aberta e as maiores quedas de pressão passam para o sistema de recuperação de condensado, provocando grandes gradientes de pressão.

Para a modelagem, o problema agora é estimar a vazão de condensado que passa através de válvulas. Conforme a Figura 27, os parâmetros usualmente conhecidos são: nível do tanque de condensado, pressão sobre o tanque de condensado, abertura da válvula (pode não ser conhecido) de controle de nível e temperatura do condensado.

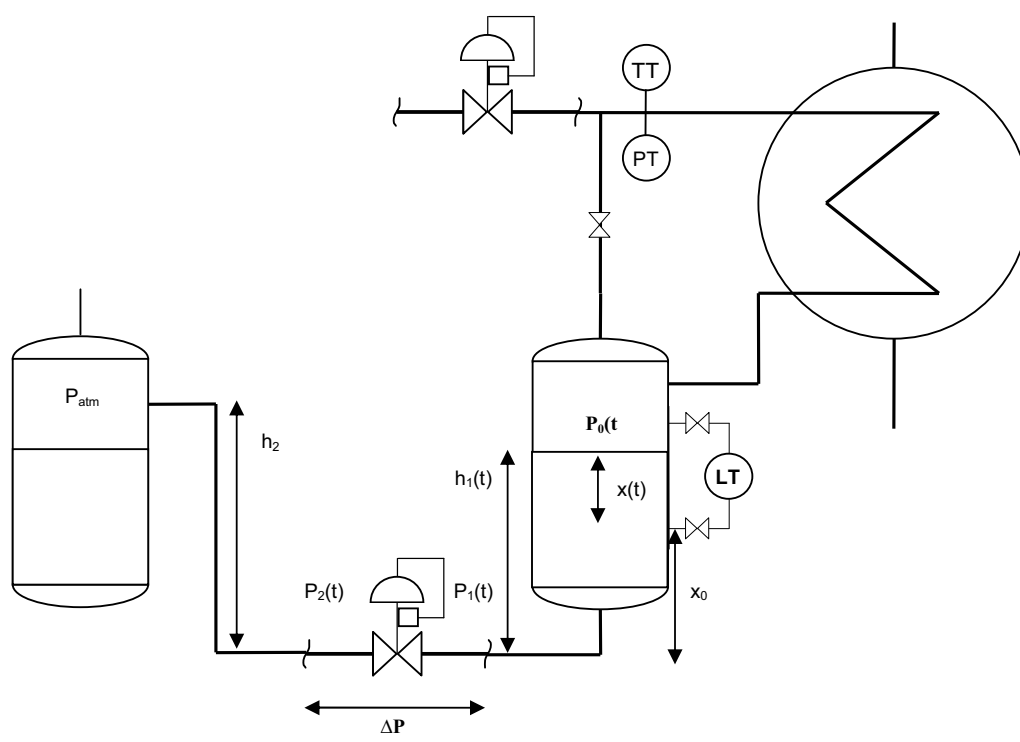


Figura 27 – Sistema de recuperação de condensado e parâmetros pertinente à estimação de vazão de condensado na planta

A modelagem cinemática do nível do tanque pode ser expressa segundo a Equação 32.

$$h_1(t) = x_0 + x(t)$$

Equação 32

onde

$h_1(t)$ é o nível do tanque no tempo em relação ao centro do duto [m]

x_0 é a altura constante entre a tomada de baixa pressão e o centro do duto [m]

$x(t)$ é a altura no tempo entre as tomadas do medidor de pressão diferencial [m]

A pressão estática à montante da válvula de controle pode ser expressa pela Equação 33.

$$P_1(t) = P_0(t) + \rho(p, T) \cdot g \cdot h_1(t)$$

Equação 33

onde

$P_1(t)$ é a pressão instantânea estimada à montante da válvula

$P_0(t)$ é a pressão instantânea do vapor sobre o tanque de condensado

$\rho(p, T)$ é a massa específica em função da pressão e temperatura locais

g é a constante da gravidade de 9,81 m/s²

A queda de pressão através da válvula pode ser estimada pela Equação 34.

$$\Delta P(t) = P_2(t) - P_1(t) = \rho(p, T) \cdot g \cdot h_2 - P_0(t) + \rho(p, T) \cdot g \cdot h_1(t)$$

Equação 34

$\Delta P(t)$ é a diferença de pressão à jusante e à montante da válvula

Como pode ser visto desde a Equação 34 a massa específica varia segundo as condições de pressão e temperatura do ponto em questão. Segundo o *release* do IAPWS 2007 (*Industrial Formulation for the Thermodynamic Properties of Water and Steam*), e considerando que em

aplicações de trocadores de calor, é comum trabalhar com temperaturas na ordem 212 °C e pressões de operação de até 20 bar absoluta, traçou-se a superfície da massa específica em função da pressão e temperatura, conforme a Figura 28.

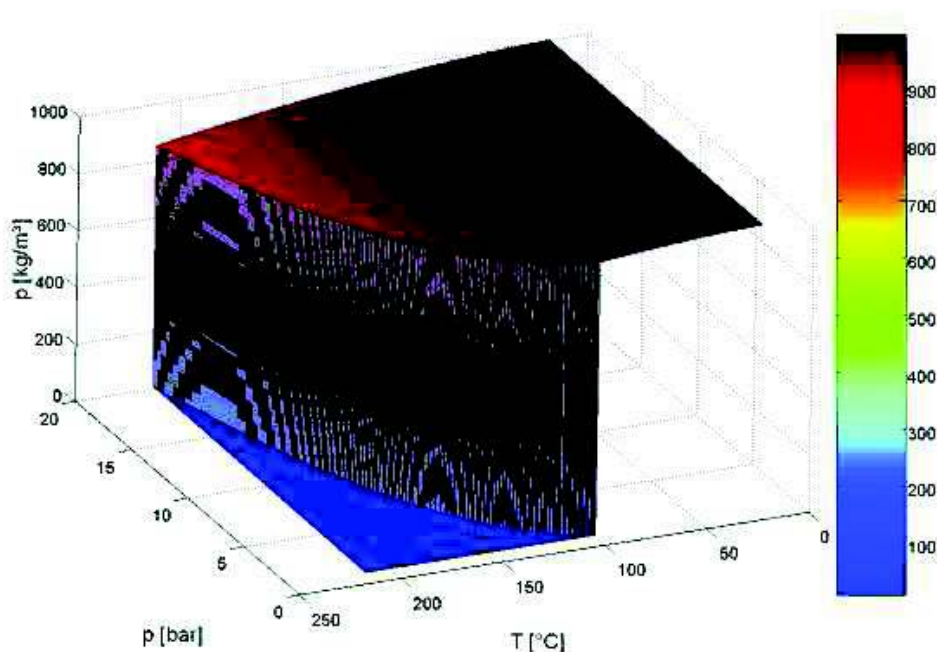


Figura 28 - Superfície da massa específica em função da temperatura e da pressão.

O procedimento que tornou possível a criação desta superfície encontra-se no Apêndice 1: Aplicações da biblioteca Xsteam para Matlab. Estas serão necessárias durante a etapa de simulação. Mesmo conhecendo os parâmetros das equações deve-se ainda considerar os estados possíveis do escoamento. O escoamento do condensado através de válvulas pode ocorrer de duas formas:

- Subcrítico;
- Crítico.

A análise destes escoamentos serão abordados nos itens posteriores.

3.3.1 Escoamento subcrítico através de válvulas

O problema agora se resume em relacionar a vazão de fluido através da válvula (Q) com a função de abertura da válvula (X ou Y).

Caso se deseje efetuar a modulação da válvula de controle, devem-se introduzir, na equação que estima a vazão em função da raiz quadrada da queda de pressão, os termos $f(X)$ (para acionamento translacional) ou $f(Y)$ (para acionamento rotacional).

Para líquidos *non-flashing* e não cavitantes em escoamento, a vazão através de uma válvula é fornecida pelas seguintes fórmulas [8]:

- Válvula de acionamento translacional pode ser expressão pela Equação 35.

$$Q(gpm) = C_v \cdot f(X) \cdot \sqrt{\frac{\Delta P(psi)}{G(a \text{ dim})}}$$

Equação 35

Q é vazão volumétrica através da válvula

C_v é o coeficiente de vazão da válvula, fornecido pelo fabricante e função do tamanho e do tipo de válvula ($\frac{gpm}{\sqrt{(psig)}}$)

X é a abertura da válvula (varia de 0 a 1)

ΔP queda de pressão na válvula

G é a densidade do relativa (relação da massa específica do fluido de processo à pressão e temperatura com a da água a 15,56 °C e 1,0 atm igual a 999,02 kg/m³)

$f(X)$ é a curva característica inerente de vazão pela válvula (varia de 0 a 1) é que depende do tipo de obturador/sede da válvula

As características inerentes de vazão mais utilizadas são:

1. Linear: $f(X) = X$ ou $f(X) = AX + B$, supondo a válvula sem estanqueidade, onde, $A + B = 1$ e $B = \frac{1}{R}$. Uma válvula com característica linear, aparentemente, seria a mais desejável. O objetivo do projetista da malha é obter uma característica instalada de vazão que seja tão linear quanto possível, isto é, ter a vazão através da válvula e do

processo variando linearmente com X . Como o ΔP varia quadraticamente com a vazão, uma válvula não-linear freqüentemente produzirá uma relação de vazão mais linear, após a instalação, que uma válvula com característica inerentemente linear. Em particular, a válvula de igual porcentagem é projetada para compensar, pelo menos aproximadamente, as mudanças em ΔP com a vazão. O R corresponde à *rangeabilidade* da válvula e pode assumir valores típicos de 20 a 50. A *rangeabilidade* de uma válvula de controle significa a relação entre a máxima e mínima vazão que a válvula consegue controlar;

2. Quadrática ou abertura rápida: $f(X) = \sqrt{X}$;
3. Igual porcentagem: $f(X) = R^{X-1}$. A válvula igual porcentagem recebe esse nome porque a inclinação da curva $f(X)$ contra X (df/dX) é uma fração constante de f , conduzindo a uma mudança de igual porcentagem na vazão para uma mudança específica em X , em qualquer ponto de operação;
4. Hiperbólica: $f(X) = \frac{1}{R - (R-1)X}$;
5. Parabólica: $f(X) = X^2$

A Figura 29 mostra as características das válvulas.

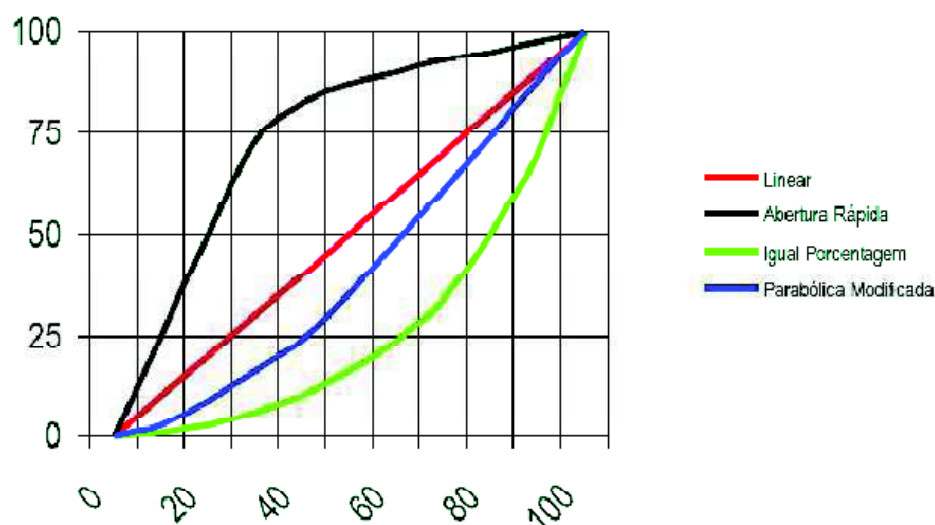


Figura 29 - Características de vazão de válvulas [18].

Caso se deseje trabalhar com Q em m^3/h , ΔP em bar e densidade relativa em G (adimensional), resulta na Equação 36.

$$Q\left(\frac{m^3}{h}\right) = 0,864978 \cdot C_v \cdot f(X) \cdot \sqrt{\frac{\Delta P(\text{bar})}{G(a \text{ dim})}}$$

Equação 36

Caso haja modificação na geometria da tubulação, pela introdução de redutores ou problemas de *flashing* ou cavitação no escoamento do fluido, as equações anteriores sofrerão alterações.

3.3.2 Efeito de redutores de diâmetro de tubulação

O valor de C_v é avaliado usando-se um trecho reto de tubulação da mesma dimensão da conexão da válvula, isto é, assume-se que os diâmetros nominais da válvula sejam os mesmos.

Na prática, no entanto, a válvula é frequentemente instalada em uma linha maior e redutores são utilizados para prover a transição de diâmetro. Quando as válvulas são montadas entre redutores na tubulação, há um decréscimo na capacidade da válvula. Os redutores geram uma perda de carga localizada em série com a válvula. O fator de correção de capacidade da

válvula, criado para corrigir esse efeito, é chamado de F_p , pela ISA [8]. Há fabricantes que podem chamá-lo por diferentes variáveis. Esse fator deve ser introduzido nas equações de cálculo da vazão que pode ser expresso pela Equação 37.

$$Q(gpm) = F_p \cdot C_v \cdot f(X) \cdot \sqrt{\frac{\Delta P(ksi)}{G(adim)}}$$

Equação 37

F_p é o fator de correção da geometria da tubulação próxima à válvula (adimensional)

O cálculo de F_p pode ser expresso pela Equação 38, Equação 39 e Equação 40.

$$F_p = \left[\frac{\sum K}{0,00214} \cdot (C_d)^2 + 1 \right]^{-\frac{1}{2}}$$

Equação 38

onde

$$C_d = \frac{C_v}{d^2}$$

Equação 39

e

$$\sum K = 1,5 \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2$$

Equação 40

d é o diâmetro da entrada da válvula em m

D é o diâmetro da linha em m

A Equação 37 se aplica apenas a redutores concêntricos. Se o diâmetro da válvula for igual ao da linha, $F_p = 1$. Portanto, este parâmetro tem a função corrigir a vazão de fluido, através da válvula, quando redutores concêntricos são usados. Contudo, ainda existe a possibilidade de

ocorreram *flashing* ou cavitação. Os itens posteriores discutem a compensação na modelagem da vazão sob efeitos dos chamados escoamentos críticos e não críticos.

3.3.3 Escoamento crítico através de válvulas

Quando se tem uma queda de pressão acima de um limite, ou $\Delta P \geq \Delta P_{crítica}$, a cavitação passa a ocorrer e deve-se considerar o efeito do afastamento da relação quadrática entre Q e $\sqrt{\Delta P}$. O fator que procura compensar o efeito desse afastamento é F_L (fator de recuperação de pressão do líquido) para a ISA [8] ou pode assumir outra nomenclatura para outros fabricantes.

As normas ISA para dimensionamento de válvulas de controle utilizam o termo F_{LP} [8], que é o produto de F_L e F_p . Quando uma válvula é instalada com um redutor na entrada, é mais fácil calcular F_{LP} que os dois fatores individualmente. Se o redutor na entrada não é usado, F_{LP} torna-se igual a F_L .

Portanto, para $\Delta P \geq \Delta P_{crítica}$, deve ser acrescida do termo F_{LP} conforme a Equação 41, Equação 42, Equação 43, Equação 44, Equação 45, Equação 46, Equação 47.

$$Q(gpm) = F_{LP} \cdot C_v \cdot f(X) \cdot \sqrt{\frac{P_1 - P_{vc} (psi)}{G(a \text{ dim})}}$$

Equação 41

onde

P_1 é a pressão à montante da válvula

P_{vc} é a pressão a pressão na região de *vena contracta*

e

$$F_{LP} = \left(\frac{1}{F_L^2} + \frac{K_i \cdot C_d^2}{890} \right)^{-\frac{1}{2}}$$

Equação 42

onde

F_L é o fator de recuperação da pressão do líquido [adimensional, nomenclatura da ISA]

$$K_i = K_1 + K_{B1}$$

Equação 43

$$K_1 \cong 0,5 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2$$

Equação 44

$$K_{B1} = 1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4$$

Equação 45

$$P_{vc} = F_F \cdot P_v$$

Equação 46

onde

F_F é o fator de relação da pressão crítica do líquido (adimensional)

P_v é a pressão de vapor do líquido a temperatura de entrada

e

$$F_F \cong 0,96 - 0,28 \cdot \sqrt{\frac{P_v}{P_{cr}}}$$

Equação 47

onde

P_{cr} é a pressão crítica termodinâmica

O significado físico do gradiente de pressão crítica, $\Delta P \geq \Delta P_{crítica}$, sobre o condensado será explicado no item posterior. O conhecimento deste mecanismo pode contribuir para sugestões de propostas para o controle do escoamento do fluido.

3.4 Estimação da cavitação em válvulas de controle

Quando o valor de C_v é avaliado experimentalmente, toma-se um grande cuidado para que o líquido não vaporize em ponto algum. Caso ocorra uma vaporização na válvula, a vazão será menor que aquela que existia sem vaporização [8].

Assumindo-se pressão e temperatura constantes à montante da válvula, a vazão através dela cresce a raiz quadrada da pressão diferencial, até atingir um ponto em que a pressão no orifício seja tão pequena, devido ao aumento da velocidade, que o líquido começa a vaporizar. Pequenas bolhas de vapor se formam nesse ponto e então prontamente estouram, conforme o fluxo se expande para preencher área maior mais à frente, onde a pressão estática começa a crescer novamente, conforme o fluxo reduz sua velocidade. O fenômeno de formação e de desaparecimento dessas bolhas é conhecido como cavitação.

A implosão de bolhas muito pequenas causa estalidos na linha. Conforme a pressão à jusante decresce ainda mais, as bolhas se tornam maiores e o ruído cresce a ponto de parecer marteladas, ou popularmente, chamado de golpe de aríete. Quando isso ocorre, é razoável afirmar que danos mecânicos podem ocorrer. A vibração na linha torna-se evidente. Se a pressão à jusante da válvula é reduzida abaixo da pressão de vapor do fluido, as bolhas não implodem e tanto vapor como líquido (escoamento bifásico) existirão na saída da válvula. Essa condição é conhecida como *flashing*.

Embora os internos de válvulas possam sofrer endurecimento para suportar estes efeitos transitórios, a exposição prolongada da cavitação é fatal. Seu poder destrutivo é muito grande. Conforme o fluxo passa além da *vena contracta* a pressão cresce e pode novamente superar a pressão de vapor do fluido. Com esse aumento de pressão o processo é revertido e as bolhas implodem espontaneamente, liberando uma grande quantidade de energia. Quando elas implodem, há liberação de uma espécie de jato que quando atinge uma superfície sólida como

um punção de ponta fina, concentrando toda sua energia em uma área extremamente pequena [8].

Ao contrário da cavitação quando um líquido “flasheia” as bolhas não implodem em seguida, no entanto o fluxo bifásico ocupa um volume muito maior e, conseqüentemente, flui a uma velocidade muito maior que a do líquido que entrou na válvula. Essa alta velocidade provoca um efeito similar ao de “lixar”, o que pode erodir certos materiais da válvula e da tubulação à jusante da mesma.

A cavitação e o *flashing* afetam a vazão de um líquido através de uma válvula conforme a Figura 30.

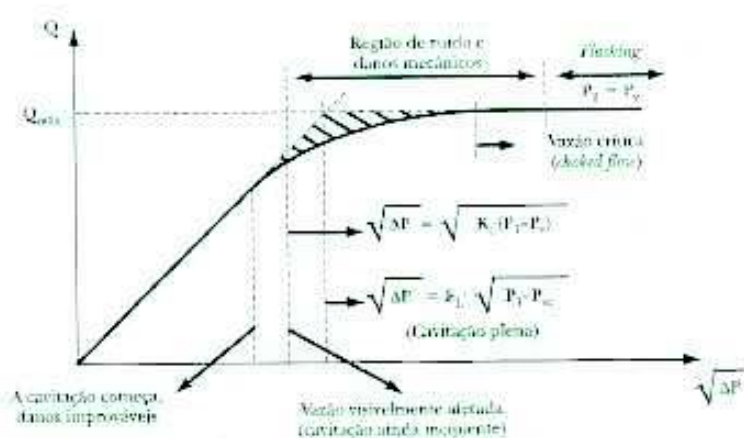


Figura 30 - Escoamento de líquidos através de válvulas

Supondo-se condições constantes à montante da válvula, a cavitação se inicia em algum ponto de alta velocidade local e então se estende pelo orifício, obstruindo mais e mais a passagem do fluido, até que a condição conhecida como vazão crítica (*choked flow*) seja atingida. Aumentando-se o diferencial de pressão não se aumenta a vazão através da válvula, porque todas as partes do orifício da mesma estão cavitando. Pressões à jusante da válvula ainda mais baixas servirão apenas para aumentar a vaporização e o volume de bolhas.

A área hachurada da Figura 30 deve ser evitada, devido aos graves danos mecânicos que podem ocorrer.

Outra forma de verificar a ocorrência de cavitação é mostrada na Figura 31 [17]. Na medida em que a queda de pressão sobre a restrição aumenta, o número de cavitação (parâmetro para medir a cavitação) decresce, ou seja, a pressão dinâmica tende a se aproximar ou ultrapassar o valor da pressão estática. Se a queda de pressão prosseguir o fluido de monofásico passará para bifásico e a vazão do líquido não aumentará com o aumento da pressão. Neste ponto é

possível verificar, na Figura 31, a diferença entre a vazão de líquido medida e a vazão prevista pela equação.

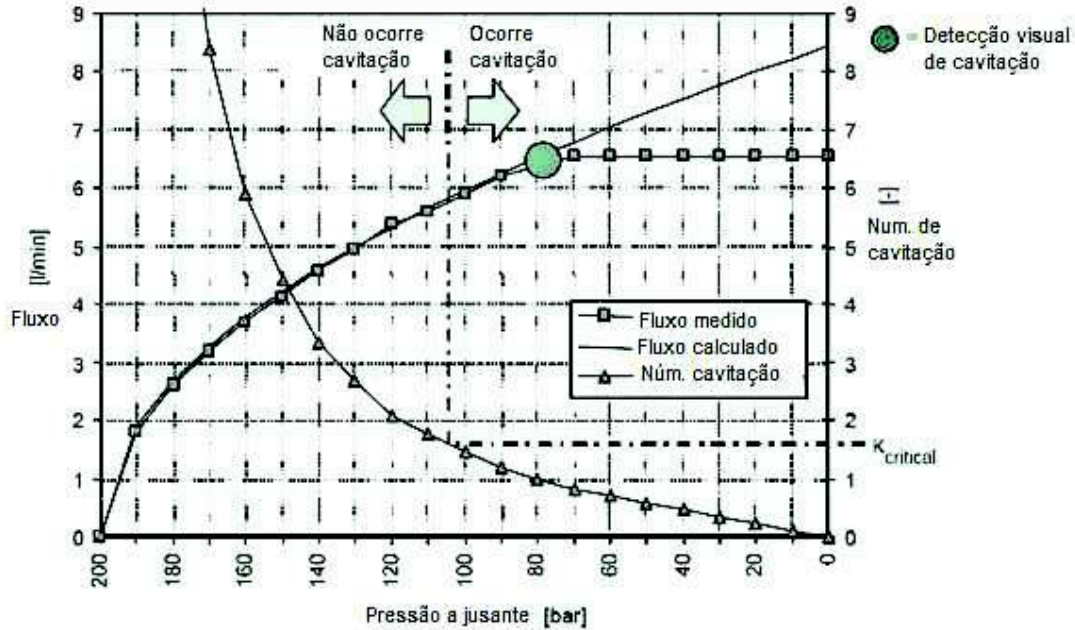


Figura 31 - Comparação das vazões medidas e calculadas através de uma restrição [17].

A perda de pressão em uma válvula em que a cavitação passa a ter um efeito sensível é denominada “queda de pressão crítica” ($\Delta P_{crítica}$). Caso se tenha $\Delta P < \Delta P_{crítica}$, o escoamento será subcrítico. A cavitação plena irá ocorrer se o valor de ΔP real é superior a $\Delta P_{crítica}$ e se a pressão de saída é maior que a pressão de vapor do líquido. Matematicamente, o valor de $\Delta P_{crítica}$ pode ser definido [8], conforme Equação 48 e Equação 49.

$$\Delta P_{crítica} = F_L^2 (\Delta P_s)$$

Equação 48

e

$$\Delta P_s = P_1 - P_{vc}$$

Equação 49

Se $P_v < 0,5P_1$, P_{vc} pode ser feito igual a P_v . Por outro lado, a vazão crítica, também conhecida como *choked flow*, passa a ocorrer quando se tem a condição descrita pela Equação 50.

$$\Delta P \gg F_L^2 \cdot (P_1 - P_{vc})$$

Equação 50

3.5 Estimação da produção de condensado

A produção de condensado pelo trocador é uma evidência de que o vapor saturado está cedendo energia ao óleo e mudando seu estado.

Apesar do presente trabalho apresentar uma aproximação para estimar a produção de condensado (3.1.1 Análise da condensação dentro do tubo), em trocadores de calor reais, a produção de condensado pode ser estimada, de forma mais precisa, através da medição direta da vazão de saída do tanque de condensado e pela medição da vazão através da válvula, baseada em modelo. Esta informação é pertinente, pois pode fornecer informações quanto à transferência de energia térmica para o petróleo. A Figura 32 evidencia o sistema de recuperação de condensado da planta.

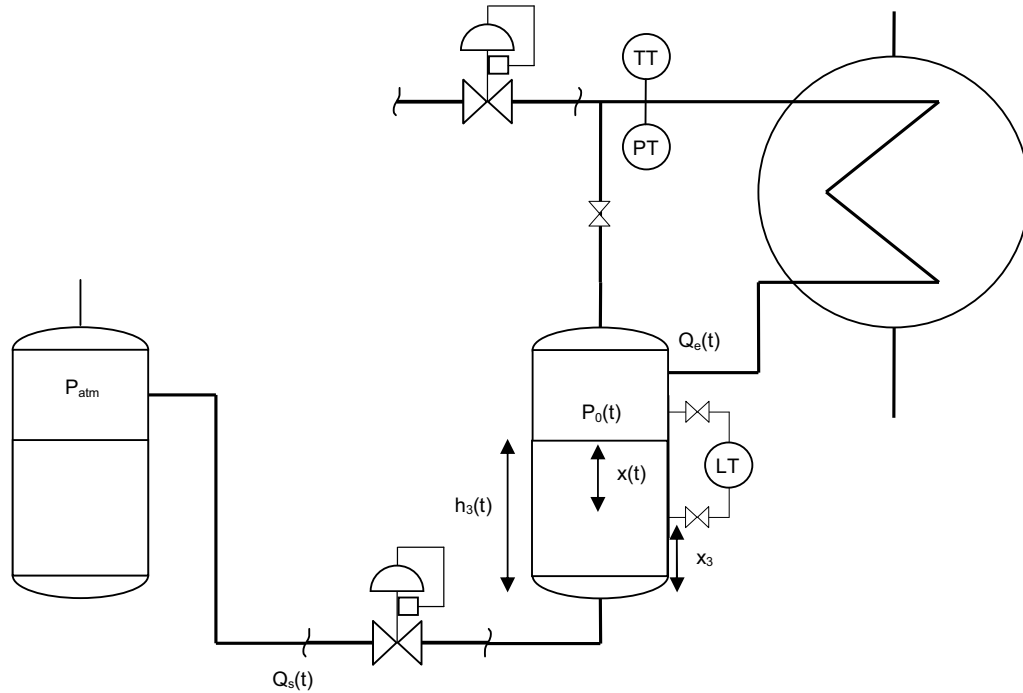


Figura 32 – Sistema de recuperação de condensado e parâmetros pertinente à produção de condensado na planta

Através balanço de massa de água pode-se expressar, aproximadamente, a produção de condensado conforme a Equação 51.

$$A \frac{dh_3(t)}{dt} = Q_e(t) - Q_s(t) \therefore Q_e(t) = A \frac{dh_3(t)}{dt} + Q_s(t)$$

Equação 51

onde

$Q_e(t)$ é a vazão instantânea de entrada do tanque de condensado

$h_3(t)$ é o nível instantâneo do tanque de condensado

$Q_s(t)$ é a vazão instantânea de saída do tanque de condensado

x_3 é a altura entre o fundo do tanque e a tomada de alta do medidor diferencial de pressão

A é a área da seção transversal do tanque

3.6 Implementação da modelagem do sistema de aquecimento no Matlab

O modelo do sistema de aquecimento de petróleo, baseado nas equações apresentadas nos itens anteriores deste capítulo, foi implementado no *Simulink* 6.1 rodando sobre o *Matlab* 7. Apesar de existirem diversos tipos de trocadores de calor a modelagem, apresentada neste trabalho, está restrita a modelos de trocadores do tipo casco e tubos acoplados a sistemas de recuperação de condensado com tanque-válvula, sem o uso de bombas. A escolha deste sistema foi devido ao grande uso em plantas petrolíferas. A modelagem de outros tipos de trocadores e outros sistemas de recuperação de condensado ficará como proposta de trabalhos futuros.

A elaboração do modelo no *simulink* foi dividida em quatro tópicos:

- Header de vapor: É a tubulação que distribui o vapor aos equipamentos térmicos. Esta linha é tracejada, ou seja, possui isolamento térmico. O setor de utilidades (caldeira) de uma indústria deve garantir que o vapor entregue aos equipamentos esteja dentro de uma especificação (vide Apêndice 2: Dados de processo de aquecimento).
- Válvula de controle de vapor: Geralmente, as válvulas de controle de trocadores de calor possuem posicionadores. Apesar deste trabalho não descrever a malha de controle de posição da haste das válvulas aproxima seu comportamento dinâmico a um sistema, em malha fechada, de primeira ordem com atraso.
- Trocador de calor: Nesta fase foi aplicada a Equação 4 levando em conta as seguintes características:
 - Estimação da espessura do filme de condensado sobre a parede.
 - Estimação da velocidade média do vapor baseado nas condições de pressão impostas pela válvula.
 - Estimação do volume de vapor e condensado dentro do trocador.
 - Estimação do fluxo de condensado que deixa o trocador.
 - Estimação da temperatura do óleo.
- Sistema de recuperação de condensado: Este sistema conta um tanque, medidor de nível e válvula de controle de saída do condensado.

A Figura 33 resume o modelo paramétrico do trocador de calor. O diagrama proposto é do tipo caixa cinza, pois usa correlações específicas para a modelagem proposta.

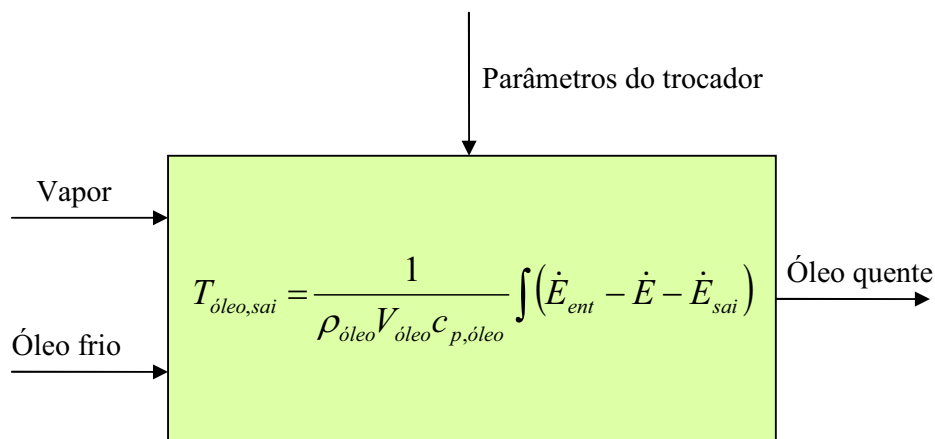


Figura 33 – Diagrama geral do tipo caixa cinza da modelagem do sistema de aquecimento de óleo.

Aplicando dados de entrada reais, conforme Apêndice 2: Dados de processo de aquecimento, obteve-se o resultado mostrado na Figura 34. Esta tem a função de mostrar, qualitativamente, os efeitos das variações na abertura da válvula de vapor e na vazão de entrada no óleo.

A Figura 34 tem a finalidade de apresentar os efeitos gerados pelo modelo quando excitado. O aumento de vazão de vapor gera o aumento na temperatura do óleo. A queda da vazão de entrada de óleo também aumenta sua temperatura final, inclusive de forma mais rápida que a ação da válvula de controle de vapor. Ou seja, a temperatura deste sistema é mais sensível a variação da vazão de óleo do que outras causas.

Do modelo proposto ainda pode-se sugerir uma constante de tempo, entre a atuação da válvula de vapor e a temperatura do óleo de 6,2 min. Este valor está contido no intervalo real da constante de tempo que é de 6 a 9 min (estimado segundo dados do Apêndice 2: Dados de processo de aquecimento).

Contudo, uma avaliação do modelo, ainda mais minuciosa, deve ser feita antes se considerado para uma simulação de controle de processos. As taxas e os alcances das variáveis de processos modeladas devem representar, fielmente, ou com uma margem de erro conhecida para sustentar sua aplicação.

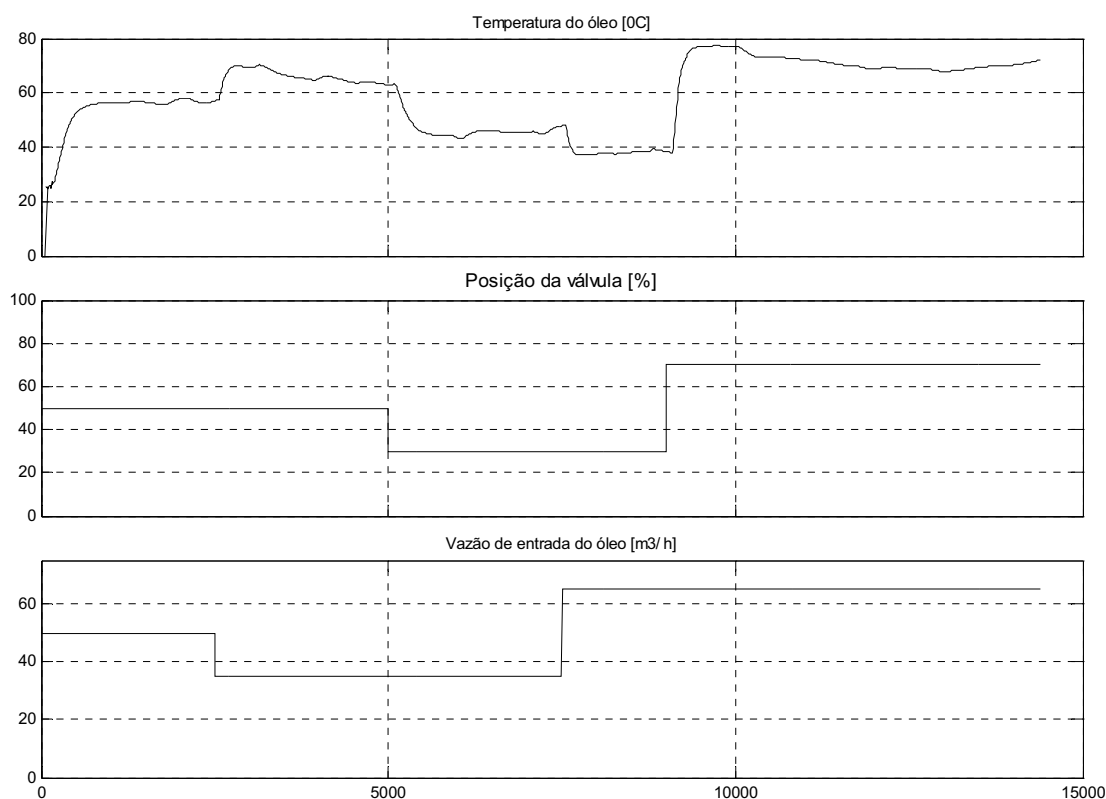


Figura 34 – Avaliação qualitativa da modelagem proposta.

Outro parâmetro de avaliação que será discutido com mais detalhes é faixa de operação que o controlador deve operar face ao sistema real e modelo serem não-lineares. O item posterior trata e descreve os testes em que o modelo foi julgado.

3.7 Validação do modelo

A partir de equações físicas e correlações (conforme Figura 29) elaborou-se um modelo para o sistema de aquecimento de óleo. Contudo, é necessário saber se este modelo produz resultados compatíveis com os dados reais para ser aplicados em problemas de controle de processos.

A Figura 35 complementa a Figura 22 esquematizando os dados reais de instrumentação de trocador gerando resultado a partir do modelo.

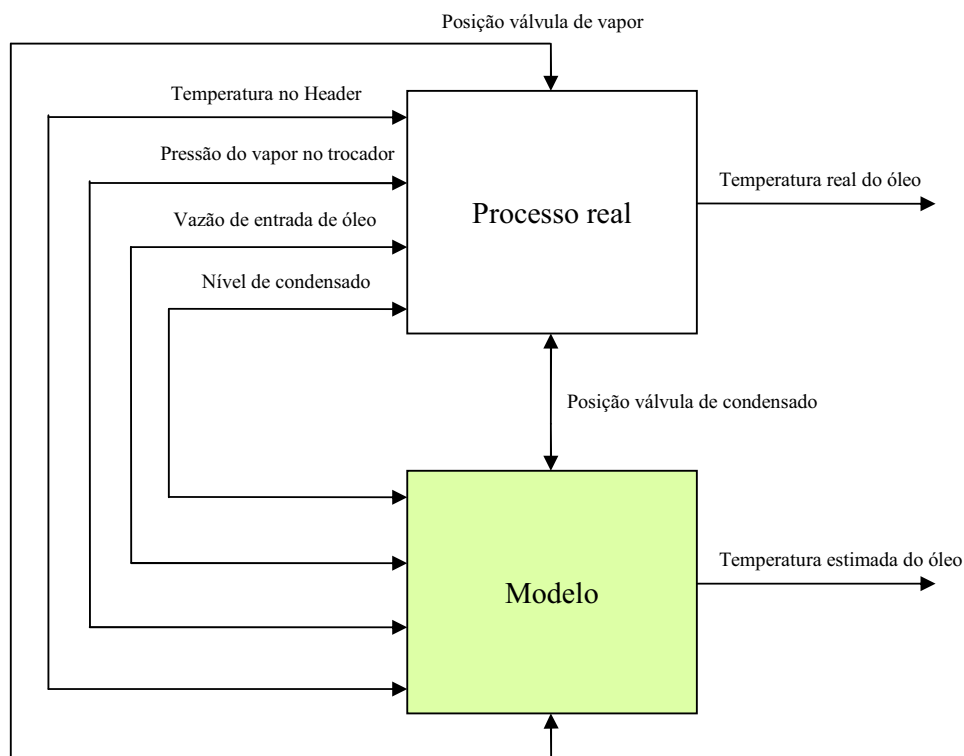


Figura 35 – Diagrama de blocos de validação do modelo.

Para a validação dos resultados executou-se três ensaios: dois nos limites inferior e superior; e o outro na faixa central de pressão interna do trocador. Estes limites referem-se aos dados reais, ou seja, o tempo em que a pressão real, no trocador, passou entre 6,5 a 9 bar abs (limite superior), entre 2,5 e 6,5 bar abs (faixa central) e 0 a 2,5 bar abs (limite inferior).

Conforme pode ser visto no Apêndice 4: Processo de validação da modelagem, o modelo apresentou resultados satisfatório quando trabalhou na faixa central da pressão interna do trocador e para brandas variações na vazão de entrada de óleo.

O erro percentual para a temperatura do óleo, na faixa central de pressão interna do trocador, foi de 11,67%, conforme a Figura 36.

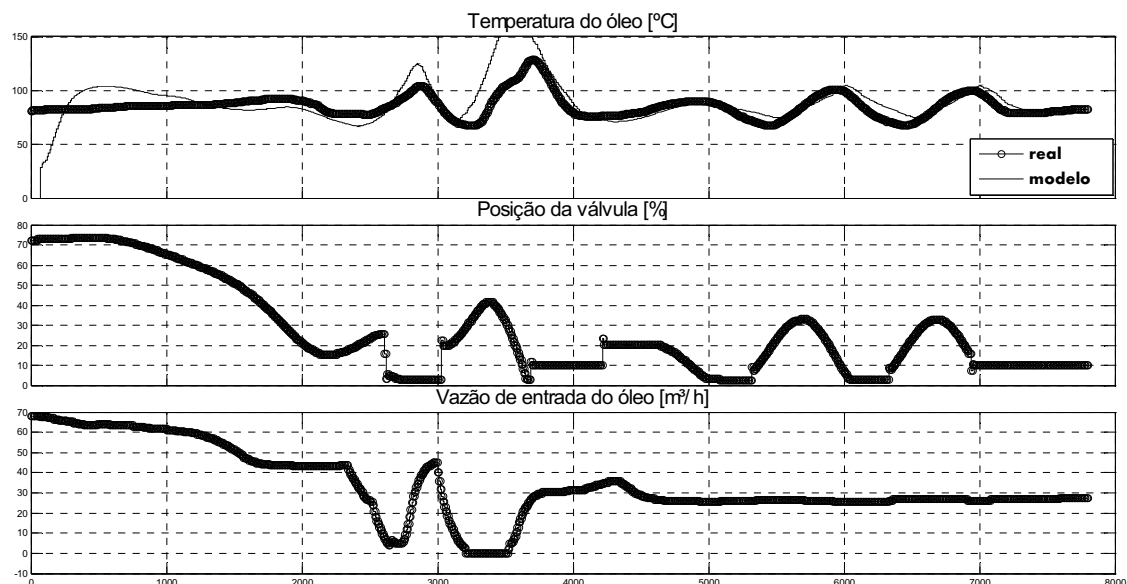


Figura 36 – Validação do comportamento da temperatura de saída do óleo, face aos dados, de abertura da válvula e vazão de entrada de óleo, reais para o trocador, trabalhando na faixa de pressão central.

O item seguinte discute as principais razões pelo qual o de apresentou os resultados indicados.

3.8 Erros na modelagem

O vapor de água ocupa, aproximadamente, 1600 vezes seu volume no estado líquido. A energia cedida, do vapor para o óleo, promove a condensação e que dá início ao fluxo do vapor. Através da vazão do vapor é possível controlar a queda de pressão no interior do trocador, trabalho este realizado pela válvula. O mecanismo que rege essa dinâmica de condensação é que é desconhecido.

O modelo proposto estima a vazão de entrada de vapor através da válvula de controle sem validar sua real dinâmica. Como, geralmente, o arranjo dos sistemas de controle de temperatura não conta com medição do fluxo de vapor, não foi possível estimar a variação do consumo de vapor ao longo de toda faixa de abertura da válvula.

Portanto, a energia de entrada caracterizada pela variável, $\dot{m}_{\text{vapor}} \cdot h_{\text{vapor}}$, da Equação 6, do modelo proposto, não leva em consideração a interação dinâmica da taxa de condensação com o escoamento interno do óleo no trocador, sendo assim, apontada como principal fonte de erros.

Capítulo 4 – Estratégias de controle

Este capítulo reúne características da teoria de controle, encontradas na literatura, que possam contribuir para a melhoria do desempenho do controle de temperatura de um trocador do tipo casco e tubos.

4.1 Controle por realimentação

A malha de controle fechada é constituída dos instrumentos e do processo. Há instrumentos colocados na entrada e na saída do processo e interligados entre si. O processo fecha a malha de controle. Diz-se que um sistema possui uma realimentação quando se faz a medição de uma variável em sua saída e se faz uma correção no processo, baseada nessa medição, conforme a Figura 37.

A maioria das malhas fechadas de controle *feedback* utiliza o princípio de realimentação negativa. A realimentação negativa estabiliza o processo. Podem-se distinguir cinco partes essenciais em um sistema de controle com malha de realimentação negativa [20]:

1. O meio de medição, que pode ser o elemento sensor ou o transmissor com o elemento sensor.
2. O mecanismo de comparação entre o valor da variável medida e o ponto de referência estabelecido de modo arbitrário, manual ou remotamente.
3. O controlador do processo que gera automaticamente um sinal analógico, que é uma função matemática do erro detectado.
4. O elemento final de controle que manipula uma variável que influencie na variável controlada, recebendo o sinal da saída do controlador.
5. O processo, que é o motivo da existência da malha de controle

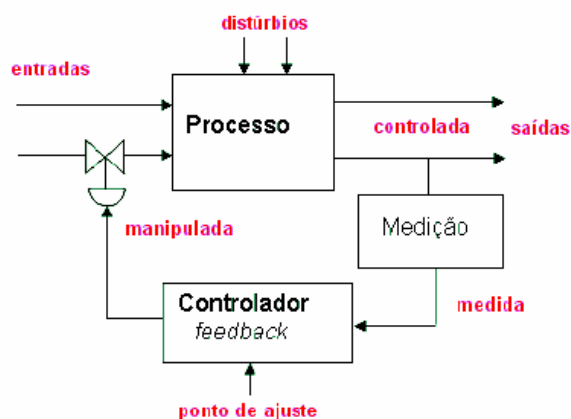


Figura 37 - Diagrama de malha de controle *feedback* [19].

Podem se listar as seguintes características do controlador *feedback* com realimentação negativa:

1. A ação do controlador é corretiva. Só há correção quando se detecta o desvio entre a medição e o ponto de ajuste.
2. Mesmo que a detecção do erro entre a medição e o ponto de ajuste seja rápida, a resposta de toda a malha de controle pode ser muito grande, por causa da grande inércia (capacidade e resistência) e tempo morto do processo. O atraso da resposta implica em mau controle, com produto fora da especificação.
3. A malha de controle tem tendência a entrar em oscilação. As oscilações, mesmo amortecidas, indicam a ocorrência de tentativa e erro.
4. O controlador sempre mede uma variável na saída do processo e manipula uma variável na entrada. O controlador mede a demanda e atua no suprimento do processo.
5. O sistema de controle não mede diretamente os distúrbios, mas mede as conseqüências desses distúrbios, que são as alterações na variável controlada.
6. O controlador só atua na variável manipulada quando for detectado o desvio na variável controlada, provocado pela alteração da carga.
7. Base matemática da ação corretiva da malha fechada com realimentação negativa é o erro existente entre a medição da variável e o valor ajustado de referência.
8. A saída do controlador é constante, e diferente de zero quando o erro entre medição e ponto de ajuste for zero [20].

A estratégia de controle *feedback*, por sua natureza, é incapaz de corrigir um desvio na variável de processo no tempo de detecção do erro. Em vários processos, existem atrasos

finitos entre as mudanças da variável manipulada e da controlada. Um controle perfeito não é, nem teoricamente, alcançável devido a um desvio, em relação a variável controlada, aparecer antes da ação corretiva iniciar [20].

4.2 Controle cascata

O controle cascata permite um controlador primário regular um secundário, melhorando a velocidade de resposta e reduzindo os distúrbios causados pela malha secundária. Uma malha de controle cascata tem dois controladores com realimentação negativa, com a saída do controlador primário (mestre) estabelecendo o ponto de ajuste variável do controle secundário (escravo), conforme a Figura 38. A saída do controlador secundário vai para a válvula ou o elemento final de controle. O controle cascata é constituído de dois controladores normais e uma única válvula de controle, formando duas malhas fechadas. Só é útil desdobrar uma malha comum no sistema cascata quando for possível se dispor de uma variável intermediária conveniente mais rápida. Num trocador de calor do tipo casco e tubos pode-se encontrar essa característica. A pressão ou vazão de vapor possuem dinâmica mais rápida que a temperatura do óleo [19].

A Figura 38 é um diagrama de blocos do conceito de controle de cascata, mostrando as medições (primária e secundária), o ponto de ajuste do primário estabelecido manualmente e o ponto de ajuste do secundário estabelecido pela saída do controlador primário.

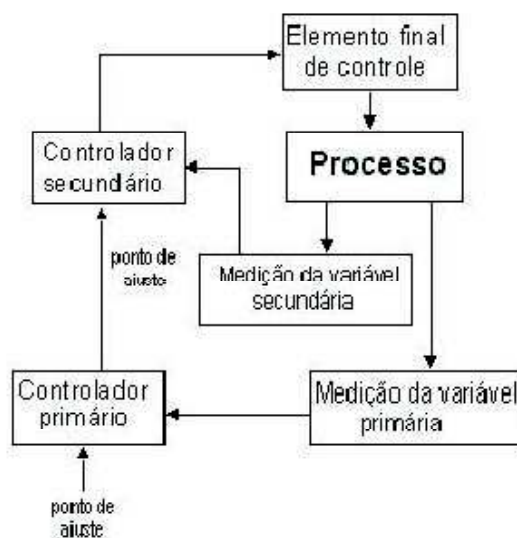


Figura 38 – Diagrama de blocos de controle cascata [19].

A característica principal do controle cascata é a saída do controlador primário ser o ponto de ajuste do secundário. Diz-se então que o controlador primário cascadeia o secundário. No controle cascata a temperatura do óleo (mais lenta) cascadeia a pressão do vapor no trocador (mais rápida).

Por exemplo, quando houver distúrbio no vapor fazendo a temperatura do trocador cair, o controlador secundário corrigirá esta variação mais rapidamente que o controlador primário. O controle em cascata divide o processo em duas partes, duas malhas fechadas dentro de uma malha fechada. O controlador primário vê uma malha fechada como parte do processo. Idealmente, o processo deve ser dividido em duas metades, de modo que a malha secundária seja fechada em torno da metade dos tempos de atraso do processo. Para ótimo desempenho, os elementos dinâmicos no processo devem também ser distribuídos eqüitativamente entre os dois controladores [19].

É fundamental a escolha correta das duas variáveis do sistema de controle cascata, caso contrário o sistema não se estabilizará ou não funcionará.

1. A variável primária deve ser mais lenta que a variável secundária.
2. A resposta da malha do controlador primário deve ser mais lenta que a do secundário.
3. O período natural da malha primária deve ser maior que o da malha secundária.
4. O ganho dinâmico da malha primária deve ser menor que a do secundário.
5. A banda proporcional do controlador primário deve ser mais larga que a do controlador secundário.
6. A banda proporcional do controlador primário deve ser mais larga que o valor calculado para o seu uso isolado, Quando os períodos das malhas primária e secundária são aproximadamente iguais, o sistema de controle fica instável, por causa das variações simultâneas do ponto de ajuste e da medição da malha secundária [22].

Há dois objetivos do controle cascata:

1. Eliminar os efeitos de alguns distúrbios (variações da carga próximas da fonte de suprimento)
2. Melhorar o desempenho dinâmico da malha de controle, reduzindo os efeitos do atraso, principalmente do tempo morto.

Para ilustrar o efeito da rejeição do distúrbio, suponha um trocador de calor. Quando o consumo térmico aumentar, a queda da pressão através da válvula de controle será maior, de

modo que a temperatura do vapor no interior do trocador pode diminuir. Com o controlador de temperatura convencional, nenhuma correção será feita até que a pressão no interior do trocador e a do óleo caia. Assim, o sistema inteiro é perturbado por uma variação da pressão do suprimento de vapor ou variação do consumo de vapor.

Com o sistema de controle cascata, com a temperatura do óleo que deixa o trocador cascadeando a pressão do vapor, o controlador irá imediatamente perceber o diminuição da pressão do vapor e irá abrir a válvula para trazer a variável de voltar ao seu ponto de ajuste. Assim a temperatura do óleo que deixa o trocador será pouco afetada pelos distúrbios na pressão de suprimento do vapor e na variação do consumo.

As vantagens do sistema de cascata são:

1. Os distúrbios que afetam a variável secundária são corrigidos pelo controlador secundário (que é mais rápido) antes que possam influenciar a medição primária.
2. O atraso de fase existente na parte secundária é reduzido pela malha secundária, melhorando a velocidade de resposta da malha primária.
3. A malha secundária permite uma manipulação exata da vazão de produto ou energia pelo controlador primário.

O controle em cascata é utilizado para eliminar os efeitos de pequenos distúrbios no processo como variações no fornecimento de vapor de utilidades para controle de temperatura.

Em aplicações do controle em cascata sempre há a possibilidade de haver a saturação dos dois controladores. Uma solução simples e prática é utilizar a medição da variável secundária como realimentação externa para o modo integral do controlador primário. Convencionalmente, o controlador primário é realimentado pela sua própria saída que é o ponto de ajuste do controlador secundário. Quando o controlador secundário estiver em operação normal, o seu ponto de ajuste coincide com a medição e o funcionamento da malha é igual ao modo convencional. Se houver uma diferença entre a medição e o ponto de ajuste do secundário, a ação integral do controlador primário fica estacionária e só é restabelecida quando a malha secundária voltar à normalidade [22].

4.3 Controle por pré-alimentação

Na literatura, a técnica *feedforward* de controle é chamado de antecipatório. O nome é justificado e faz sentido a ação do controlador de antecipar o aparecimento do erro no sistema.

A maioria das estruturas de sistema de controle usa o conceito de realimentação negativa (*feedback*). Um erro deve ser detectado na variável controlada antes do controlador tomar uma ação corretiva para a variável manipulada. Assim, os distúrbios devem perturbar o processo antes que o controlador possa fazer algo, como a vazão de entrada de óleo num trocador de calor.

Parece muito razoável a questão de se detectar um distúrbio entrando no processo e corrigi-lo antes que o processo seja perturbado. Esta é a idéia básica do controle *feedforward*, conforme a Figura 39.

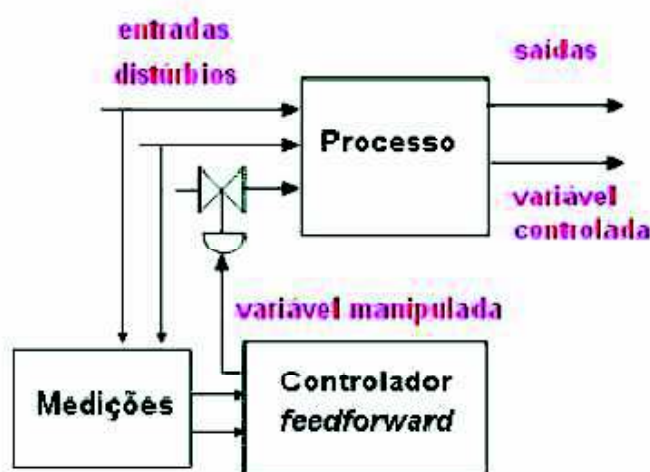


Figura 39 – Diagrama de blocos de malha de controle *feedforward* [19].

Se for possível medir o distúrbio, deve-se enviá-lo a um algoritmo de controle antecipatório que faça correções apropriadas na variável manipulada, de modo a manter a variável controlada próxima de seu ponto de ajuste. O controle antecipatório necessita de ferramentas matemáticas específicas, para ser realizado quantitativamente.

As principais características do controle antecipatório puro são:

1. A ação do controlador é antecipatória, baseada em um prognóstico. O controlador não espera que o desvio, entre a medição e o ponto de ajuste, seja detectado através do processo, para atuar na variável manipulada. A atuação é feita no momento mais adequado, de modo que não haja aparecimento do erro. A variável manipulada é atuada antes que os distúrbios, principalmente a variação de carga do processo, afetem a variável controlada [19].
2. O controlador estima quanto de ação deve ser aplicada e quando é mais conveniente.

3. O controlador faz medições nas variáveis de entrada e atua na variável manipulada, também na entrada do processo. Não há medição da variável controlada.
4. O balanço entre o suprimento e a demanda é conseguido pela medição da carga da demanda real, pelo cálculo da demanda potencial e pela atuação no suprimento do processo. As medições, os pontos de ajuste e os cálculos matemáticos são usados para estabelecer a ação de controle a ser aplicada antes do aparecimento do erro entre medição e ponto de ajuste.
5. O distúrbio está na entrada do processo e na entrada do controlador. O conceito envolve o fluxo de informações adiante da malha.
6. Teoricamente, quando bem projetado e calculado, um controlador antecipatório pode executar um controle capaz de atenuar bastante as perturbações. Seu erro é devido aos erros das medições e dos cálculos feitos por equipamentos reais [19].

Embora o seu resultado possa, teoricamente, trazer melhorias significativas, o seu desenvolvimento foi lento, principalmente pelas limitações na sua aplicação prática e pelos seguintes motivos:

1. Os distúrbios que não são medidos, ou porque são desconhecidos ou suas medições são impraticáveis, tornam o resultado do controle imperfeito. As alterações da variável controlada não são compensadas pelo controlador, por que não foram consideradas. Todo distúrbio que afete a variável controlada deve ser detectado e medido; quando não se pode medi-lo, não se pode usar o conceito de controle antecipatório.
2. Deve-se conhecer como os distúrbios e as variáveis manipuladas afetam a variável controlada. Deve-se conhecer o modelo matemático do processo e a sua função de transferência, no mínimo, de modo aproximado. Uma das características mais atraente e fascinante do controle antecipatório é que, mesmo sendo rudimentar, aproximado, inexato e incompleto, o controlador pode ser muito eficiente na redução do desvio causado pelo distúrbio.
3. As imperfeições e erros das medições, dos desempenhos dos instrumentos e das numerosas computações provocam desvios no valor da variável controlada. Tais desvios não podem ser eliminados porque não são medidos ou conhecidos [19].

4.4 Controle por realimentação x pré-alimentação

Mesmo sendo conceitualmente diferente, a malha de controle com realimentação negativa possui algumas características comuns a malha de controle antecipatório tais como:

1. As malhas são fechadas.
2. Em ambas as malhas há os componentes básicos: dispositivo de medição, controlador e atuador,
3. O controlador é essencialmente o mesmo, para ambas as malhas,
4. Ambos controladores possuem o ponto de ajuste, essencial a qualquer tipo de controle.

Porém, as diferenças entre os sistemas com realimentação negativa e o antecipatório são mais acentuadas. No controle com realimentação negativa a variável controlada é medida na saída do processo. O controlador atua nas variáveis manipuladas de entrada para manter a variável controlada igual ou próxima a valores desejados. Como a variável controlada depende de todas as variáveis de entrada, indiretamente através do processo e geralmente com atraso, o controle com realimentação negativa leva em consideração todas as variáveis de entrada. Porém, os atrasos na ação corretiva podem ser praticamente inaceitáveis, em alguns processos de grande capacidade e longo termo morto, como plantas que envolvem trocadores de calor.

No controle antecipatório as variáveis de saída controladas não são medidas para a comparação com o valor desejado. O controlador apenas mede as variáveis de entrada, recebe o valor do ponto de ajuste, recebe outras informações do processo e computando todos esses dados, prevê o valor e a ocasião adequados para a ação de controle ser aplicada na variável manipulada de entrada.

Nesta filosofia de controle não há verificação se a ação de controle levou a variável controlada para o valor de referência ajustado. Há casos onde a previsão foi incorreta e conseqüentemente, há erro na variável controlada. Os efeitos das variáveis de entrada não medidas não são compensados pelo controle antecipatório [19].

As vantagens e desvantagens de ambos os sistemas são complementares, de modo que a associação dos dois sistemas é natural. Desse modo, em sistemas de controle difícil que requerem malhas de controle complexas, é prática universal a associação dos dois conceitos de controle.

As responsabilidades de controle ficam assim distribuídas:

1. O controlador antecipatório cuida dos distúrbios e variações de carga grandes e freqüentes que afetam as variáveis controladas.
2. O controlador a realimentação negativa cuida de quaisquer outros erros que aparecem através do processo, cuida dos efeitos dos distúrbios não medidos, cuida dos erros residuais provocados pelas imprecisões dos instrumentos reais de medição, controle e computação da malha antecipatória.

Como o principal objetivo do controlador a realimentação negativa é eliminar o desvio permanente, ele deve ser, necessariamente, proporcional mais integral (PI). Como a quantidade de trabalho a ser executado por ele é diminuído pela presença do controlador antecipatório, normalmente basta ser PI.

A presença do controlador antecipatório na malha de controle à realimentação negativa não provoca tendência a oscilação. Em termos de função de transferência, a presença do controlador antecipatório não altera o denominador da função de transferência original. A configuração mais utilizada na associação das duas malhas de controle é o sistema em cascata. Porém, em todas as aplicações práticas, raramente o sinal do controlador antecipatório é aplicado diretamente na válvula de controle (vide Figura 40) [19].

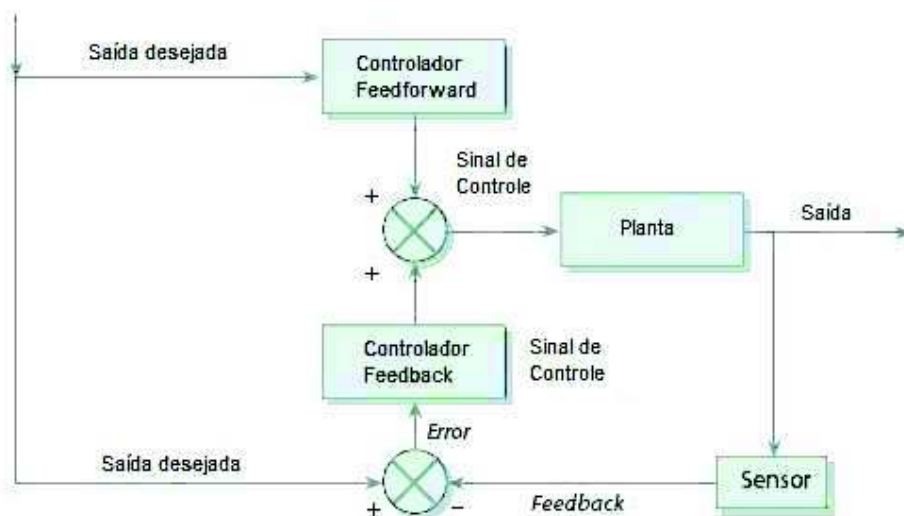


Figura 40 - Diagrama de blocos de controles feedback e feedforward [19].

A estratégia de controle *feedback* combinado com a *feedforward* pode melhorar significativamente o desempenho de sistema de controle *feedback* puro, sempre que haja grandes perturbações que possam ser medidas, antes de afetar a saída do processo. Na maioria

das situações ideais o controle *feedforward* pode, inteiramente, eliminar o efeito da perturbação medida na saída do processo. Mesmo quando há erros na modelagem, o controle *feedforward* pode, muitas vezes, reduzir os efeitos da perturbação medidos na saída do processo melhor do que o alcançado pelo *feedback* puro. No entanto, a decisão de adotar ou não o controle *feedforward* depende se o grau de melhora na resposta da perturbação medida justifica os custos adicionais de implementação e manutenção (sintonia e instrumentação). Os benefícios econômicos podem vir do baixo custo operacional e baixa variabilidade do produto [22].

O controle *feedforward* é freqüentemente usado com o controle *feedback*, pois é a retroalimentação que regula as variações, em torno do *setpoint*, e os distúrbios não medidos que estão presentes na grande maioria dos processos.

A Figura 41 mostra o diagrama de blocos da estrutura tradicional de um sistema de controle *feedback* e *feedforward*. O sistema *feedforward* não afeta a estabilidade do sistema *feedback*. Portanto, cada sistema pode ser concebido de forma independente [22].

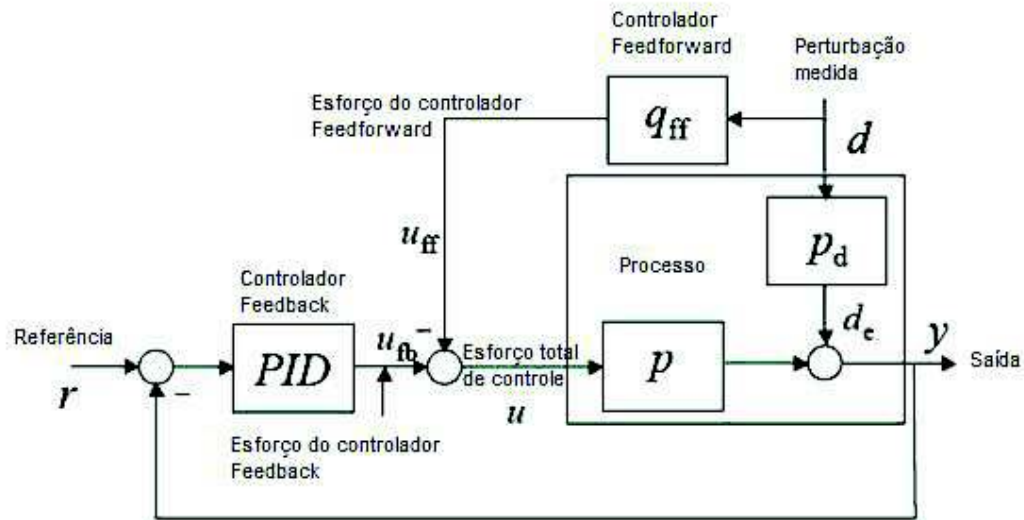


Figura 41 – Estrutura do sistema de controle *feedback* utilizando compensação *feedforward*.

A função de transferência entre a saída do processo $y(s)$ e a perturbação medida d , mostrada na Figura 41, pode ser escrita conforme a Equação 52.

$$y(s) = \frac{(p_d - p \cdot q_{ff})d}{1 + PID \cdot p}$$

Para dimensionar o controlador *feedforward* é necessário escolher uma função q_{ff} que elimine o efeito da perturbação medida. Esta condição pode ser representada pela Equação 53.

$$p_d - p \cdot q_{ff} = 0$$

Equação 53

A ordem relativa de uma função de transferência é a diferença entre o grau do polinômio do denominador e do numerador [22].

Se o tempo morto e a ordem relativa da função de transferência da planta p são grandes e não há zeros localizados no semi-plano direito de sua função de transferência, então q_{ff} pode ser escolhido conforme a Equação 54.

$$q_{ff} = \tilde{p}^{-1} \cdot \tilde{p}_d$$

Equação 54

O til sobre as funções de transferência indicam que são modelos de um processo real.

Mesmo no acaso da Equação 52 onde o *feedforward* pode compensar, perfeitamente, a perturbação medida, não é possível implementar este controlador quando a função de transferência de planta é uma aproximação de um sistema de fase mínima (todos seus zeros e pólos estão localizados no semi-plano esquerdo) ou com atrasos de transportes de p_d são menores que p .

Uma linearização do modelo não-linear proposto, em torno de 60 °C pode ser verificado segundo a Equação 55 e Equação 56.

$$p = e^{-80s} \frac{1,125}{194s + 1}$$

Equação 55

$$p_d = e^{-70s} \frac{-0,9}{50s + 1}$$

Equação 56

A validação da linearização, em torno do ponto de operação, pode ser verificada conforme a Figura 42.

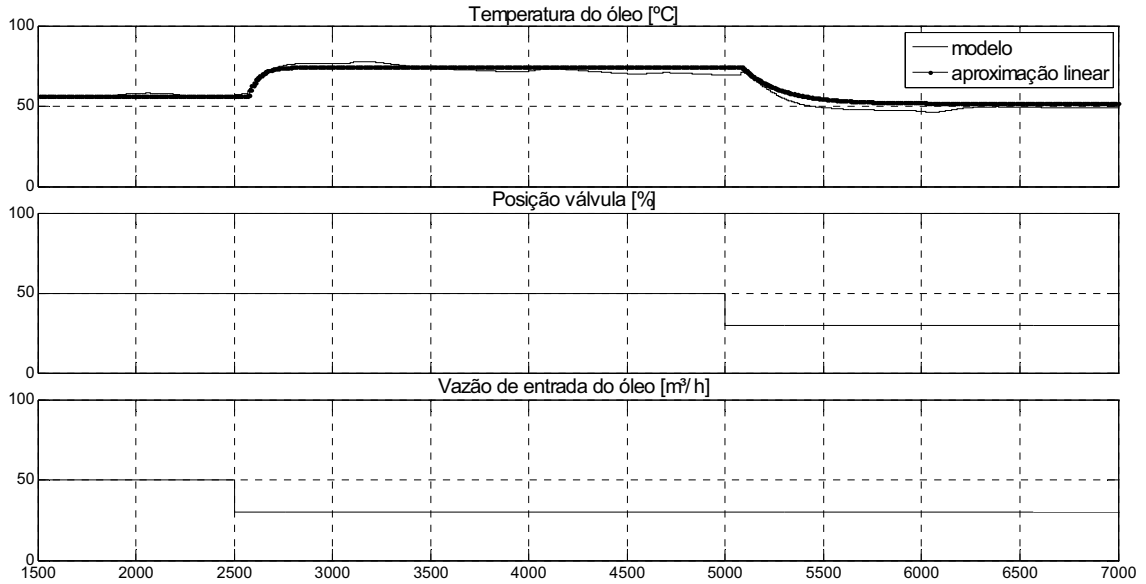


Figura 42 - Aproximação linear do modelo, em torno de 60 °C.

Grande parte da literatura sugere projetar um controlador *feedforward*, simplesmente, abandonando sua parte fisicamente não-realizável (atrasos) [23][24]. Uma vez que a Equação 54 contenha atrasos, não há uma escolha capaz de compensar, perfeitamente, os distúrbios. Entretanto, haveria uma lenta resposta da planta ao degrau do distúrbio se a defasagem do distúrbio possui a mesma ordem ou superior que a da planta. Para contornar o problema o critério de escolha de q_{ff} deve ser tal que os zeros de $(1 - \tilde{p}q_{ff}\tilde{p}_d^{-1})$ cancele os pólos de \tilde{p}_d [22].

4.5 Preditor de Smith

Quando energia é fisicamente movimentada num processo industrial, o atraso de transporte, associado ao movimento, é inevitável. Isto se deve ao tempo que a energia leva para ser transferida de uma posição inicial a posição do sensor. Num trocador, a dinâmica do movimento energético é pouco previsível. Portanto, existe inúmeros parâmetro que podem afetar o atraso de transporte.

A presença do atraso de transporte, no controle do trocador, limita o desempenho do sistema clássico de controle por realimentação. O risco de instabilidade ou de degradação de

desempenho é mais significativo se o atraso é próximo ou maior do que a constante de tempo dominante do processo.

Da perspectiva de resposta em frequência, um atraso de transporte adiciona um atraso de fase na malha de realimentação, o que afeta a estabilidade de malha fechada. Logo, o ganho do controlador deve ser reduzido e a resposta em malha fechada torna-se lenta em comparação com o controle da malha sem atraso.

Smith (1957) propôs a idéia de compensação de tempo morto antes que os computadores de controle de processo estivessem disponíveis para realizar a tarefa. O esquema, conhecido como preditor de Smith é apresentado na Figura 43 [23].

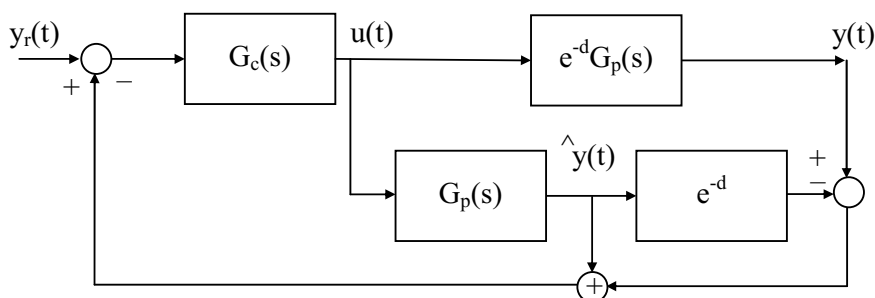


Figura 43 - Arquitetura de sistema de controle com o preditor de Smith.

O bloco rotulado como $G_p(s)$ é um modelo do processo real e exclui o tempo morto ou atraso de transporte. A saída deste bloco alimenta o controlador $G_c(s)$, sem o tempo morto. Para corrigir o erro do modelo, a mesma é atrasada e subtraída da variável de processo real, e a diferença é adicionada ao modelo ($G_p(s)$). Na ausência de erros entre a variável de processo e o modelo a correção é nula [23].

O controlador é composto por três blocos: o algoritmo de controle *feedback*, o modelo do processo e o atraso. Na estratégia de Smith o controlador $G_c(s)$ é um algoritmo PID que deve ser ajustado. Contudo sua sintonia não deve usar nenhum parâmetro do modelo. Isso torna o preditor de Smith difícil de sintonizar, pois requer um modelo um tanto completo.

Utilizando a Equação 55 e Equação 56 e o atraso de transporte de 60 s (ou e^{-60s}) foi possível testar o desempenho da arquitetura de Smith.

4.6 Proposta de controlador para trocador de calor do tipo casco e tubos

Conforme mostrado no Apêndice 2: Dados de processo de aquecimento, é comum encontrar sistemas de controle *feedback*, aplicados a plantas de grandes atrasos, que não atendam a tarefa de regular a variável de processo em seu *set* [19]. Dentre muitas causas, uma boa correlação para medir a eficácia do controlador PID *feedback* é a razão de controlabilidade, α , que pode ser expressa conforme a Equação 57.

$$\alpha = \frac{\theta}{\tau}$$

Equação 57

onde

θ é atraso de transporte

τ é a constante de tempo do processo

Através da implementação, no *Matlab*, do modelo do trocador de calor do tipo casco tubos (ver Capítulo 3 – Modelagem do processo) e a aquisição de dados de plantas reais (Apêndice 2: Dados de processo de aquecimento) foi possível estimar a razão de controlabilidade de 35 a 50%. Grandes valores para o índice da razão de controlabilidade contribuem para a ineficácia do controle *feedback* puro (como pode ser visto com dados reais no Apêndice 2: Dados de processo de aquecimento), da planta em questão. Portanto, em plantas com grandes atrasos, como em trocadores de calor, o controlador PID com *feedback* puro não poderia compensar distúrbios medidos e não medidos.

Os distúrbios medidos, pertinentes a esta malha, são aqueles devido à variação da vazão de óleo (carga térmica de entrada) e ao fornecimento de vapor. A caldeira não consegue produzir vapor, a uma vazão e pressão constantes, e a taxa de condensação é difícil para prever. Estes distúrbios influenciam o desempenho da malha. Além disso, existe ainda a influência do ambiente sobre o sistema térmico (ver Capítulo 2 – Revisão bibliográfica: Descrição do processo de aquecimento de óleo).

Conforme mencionado no item 4.2 Controle cascata, e o comportamento dinâmico da malha secundária (fluxo de energia e abertura da válvula), do sistema, é mais rápido que a dinâmica

da malha primária (temperatura do óleo e fluxo de energia). A dinâmica da malha interna é, aproximadamente, 6 vezes mais rápida que a malha externa. Portanto, o primeiro complemento proposto à malha de controle é um controlador *feedback* cascata de energia. O objetivo deste controlador é manipular a válvula para garantir a energia de *setpoint*. Portanto, a cada variação de pressão (devido a distúrbio no fornecimento de caldeira), temperatura (perdas para o meio ambiente) e vazão (variações do consumo térmico do trocador) no estado do estado do vapor uma nova correção no sistema é realizada.

O controlador *feedback* que antes gerava um sinal de saída para válvula, agora, passa a gerar um *setpoint* de energia para controlador cascata.

Conforme a modelagem proposta no Capítulo 3 – Modelagem do processo, existe um forte influência da energia de entrada na temperatura de saída do óleo (ver Figura 34). A energia de entrada comporta-se como um distúrbio não medido, apesar de existir, em grande parte de aplicações, medidores de vazão na entrada do trocador de calor. A energia de entrada do óleo pode ser caracterizada, principalmente, pela vazão e temperatura.

Para compensar os distúrbios não medidos propõe-se complementar à estrutura um controlador antecipatório *feedforward*.

Apesar da variável de processo, do sistema em questão, ser a temperatura de saída do óleo pode-se perceber, através das descrições do Capítulo 2 – Revisão bibliográfica: Descrição do processo de aquecimento de óleo e Capítulo 3 – Modelagem do processo, que distúrbios em variáveis secundárias como pressão e vazão influenciam a troca de energia entre os fluidos e, conseqüentemente, na temperatura final do óleo. Como o fluxo de energia engloba informações pertinentes como a pressão, vazão e temperatura do fluido, esta poderia ser utilizada como variável de processo secundária. O uso desta variável, estimada através de modelos, aumentaria a capacidade da malha em correlacionar o quanto variáveis secundárias poderiam influenciar na variável de processo.

A Figura 44 resume a descrição da malha de controle de temperatura proposta. Como se pode observar, a tradicional estrutura *feedback* (representada na Figura 44 com TC_{fb} , ou controlador de temperatura *feedback*) é preservada, pois o propósito desta malha é verificar e gerar sinal de correção para a temperatura do óleo. Parte do sinal de controle do TC_{fb} alimenta um controlador de potência ou fluxo de energia, JC_{fb} cascata. O propósito deste controlador é associar o estado do vapor, a montante da válvula, com o fornecimento de potência que entra no trocador e mantê-lo regulado conforme o sinal de erro do fluxo de energia que vem do TC_{fb} .

O controlador de potência antecipatório JC_{ff} complementa o sinal do fluxo de energia vindo do controlador TC_{fb} para compensar as rápidas variações do fluxo de energia de entrada do óleo no trocador. Ou seja, as informações de vazão e temperatura de entrada do óleo serão utilizadas para evitar o aumento da variabilidade da temperatura final do óleo.

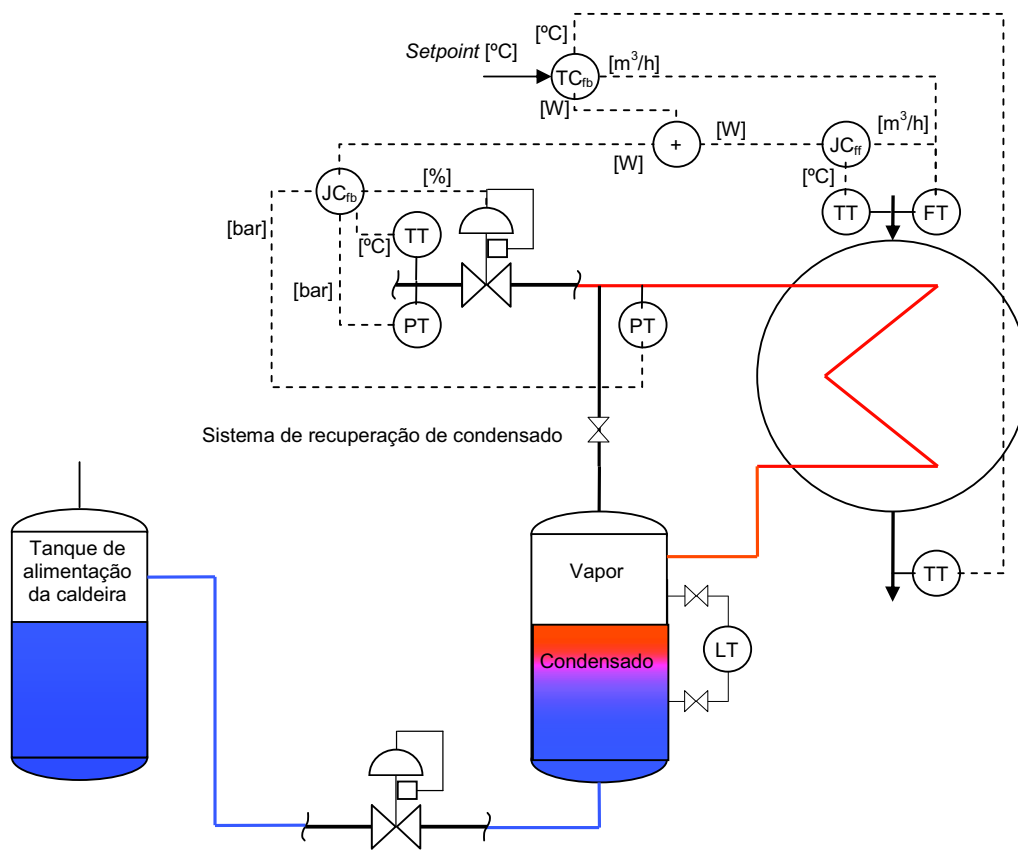


Figura 44 – Estrutura de controle *feedback*, cascata e *feedforward*.

Capítulo 5 – Discussões e resultados

A estrutura tradicional de controle PID aplicada no modelo, aqui desenvolvido, corrobora com dados reais da Figura 51, como mostrado no Apêndice 2: Dados de processo de aquecimento. Devido, principalmente, aos atrasos o controlador PID puro não consegue gerar sinal de controle a tempo capaz de compensar os distúrbios. Dentre muitas outras causas como, super ou sub-dimensionamentos de instalações, atuadores e equipamentos mecânicos, o atraso, não-linearidades e distúrbios, inerente a planta, contribuem para o insucesso de controladores PID puro.

O processo de aquecimento de óleo pesado pode ser considerado como auto-regulado. Contudo, este sistema pode se tornar instável a partir do perfil irregular da vazão de entrada no trocador, como mostrado no terceiro gráfico da Figura 45. A irregularidade da entrada de óleo provoca irregularidades nas trocas térmicas. O controlador PID puro gera sinal de correção tarde demais para corrigir a temperatura tornando-o pouco tolerante às mudanças bruscas de vazão de entrada de óleo no trocador.

O primeiro gráfico da Figura 45 mostra que o controlador PID (linha contínua) conseguiu manter a temperatura em seu *setpoint* nos instantes em que não houve variação na vazão de entrada ou essa variação foi lenta. Contudo o controlador PID (alta variabilidade) não conseguiu compensar os distúrbios de vazão de entrada, comumente, ocorridos por: paradas em bombas, quedas de estágios de bombeamento, variações de viscosidade do óleo que modificam a facilidade de bombeá-lo. As oscilações ocorridas (± 60 °C em torno do *setpoint*) neste controlador atingem níveis perigosos de temperatura, pois o sobreaquecimento do petróleo pode dissociar gases corrosivos e inflamáveis como o H_2S e outros. Outra observação, é que os distúrbios também levam a válvula para estados de intensas aberturas e fechamentos, promovendo maior desgaste do atuador.

Portanto, a energia desperdiçada, ou seja, num período de simulação computacional de 7 horas (25.200 segundos) o valor da integral do fluxo de energia (W), nos instantes em que o óleo esteve sobre aquecido (temperatura acima do *setpoint*), para o controlador PID, foi de 895 MJ. Em sete horas de funcionamento o sistema de controle de temperatura PID puro permitiu um desperdício de 249 kWh.

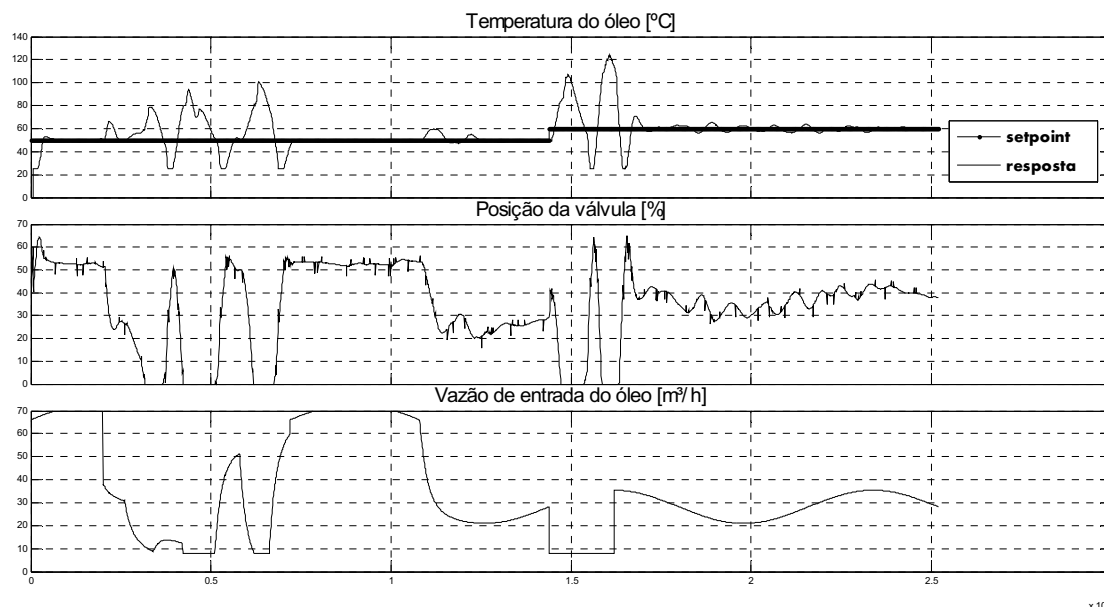


Figura 45 – Desempenho do sistema de controle FB-PID do trocador de calor.

O controlador PID puro, aplicado ao trocador de calor, gerou, naturalmente, motivações para a implantação de compensações que pudessem suprimir os efeitos causados pelos distúrbios. A principal informação incorporada ao novo controlador foi a do fluxo de energia de entrada. Esta preciosa informação contém dados pertinentes a temperatura e a vazão de entrada do óleo.

Para refinar ainda mais a compensação dos distúrbios cascadeou-se com o controlador de temperatura, o controlador de potência fornecida. Este impede que distúrbios de energia vindos da caldeira (utilidades), consumo do trocador (incrustações) afetem o fornecimento de potência para o trocador.

Com isso, o controlador, agora com estrutura *feedforward* em conjunto a PID cascata *feedback*, conseguiu compensar a ponto de não elevar a temperatura a níveis tão altos quanto o PID puro, como mostra a Figura 46. Um ponto interessante, é que apenas o *feedforward* estático já foi suficiente para diminuir as oscilações (para ± 20 °C em torno do *setpoint*). Com a diminuição da variabilidade (menores amplitudes oscilações) caiu também o valor da integral do fluxo de energia sobre aquecida que foi para 537 MJ (149 kWh, queda de 40%). O segundo gráfico da Figura 46 mostra que a atuação da válvula foi mais suave, devido às antecipações geradas pelas novas informações do controlador.

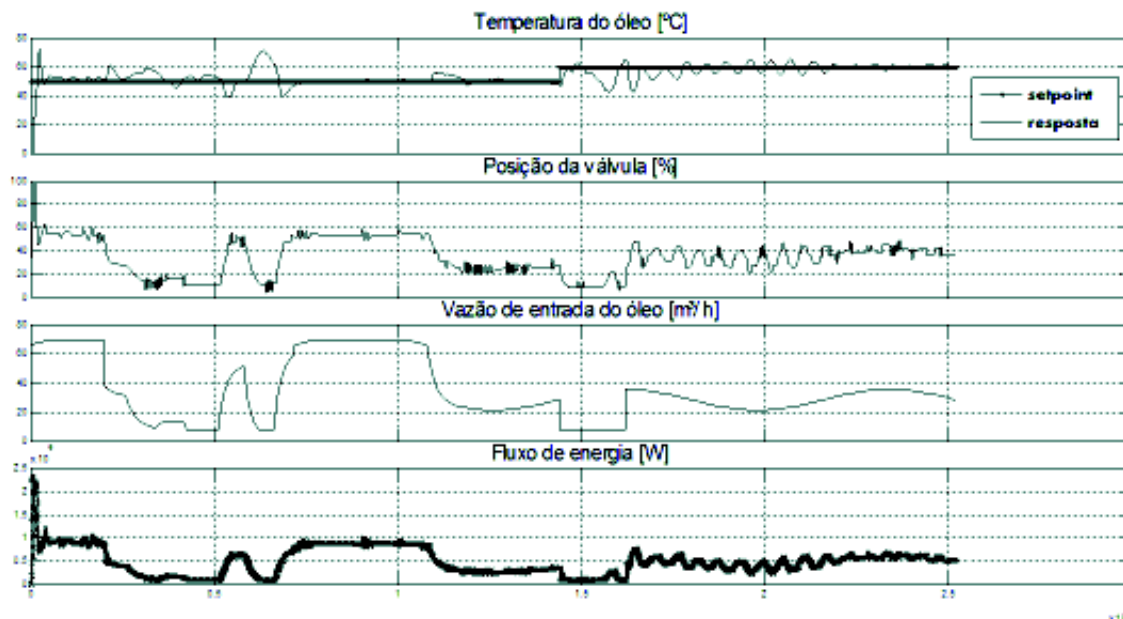


Figura 46 - Desempenho do sistema de controle FB-PID cascata com FF estático do trocador de calor.

Seguindo a evolução do controlador de temperatura, o problema da variabilidade foi razoavelmente resolvido com a inserção de compensação dinâmica no controlador *feedforward*, enquanto os controladores restantes continuaram com os mesmos parâmetros. As oscilações caíram para ± 10 °C em torno do *setpoint* e o desperdício de energia foi 444 MJ (123 kWh), ou seja, 50,4% menos energia desperdiçada que o PID puro.

O controlador *feedforward* mostrou-se insensível, até mesmo, em distúrbios especiais, como o caso da ação combinada entre a mudança de *setpoint* e da vazão de entrada de óleo (instante 14.400 segundos do primeiro gráfico da Figura 47).

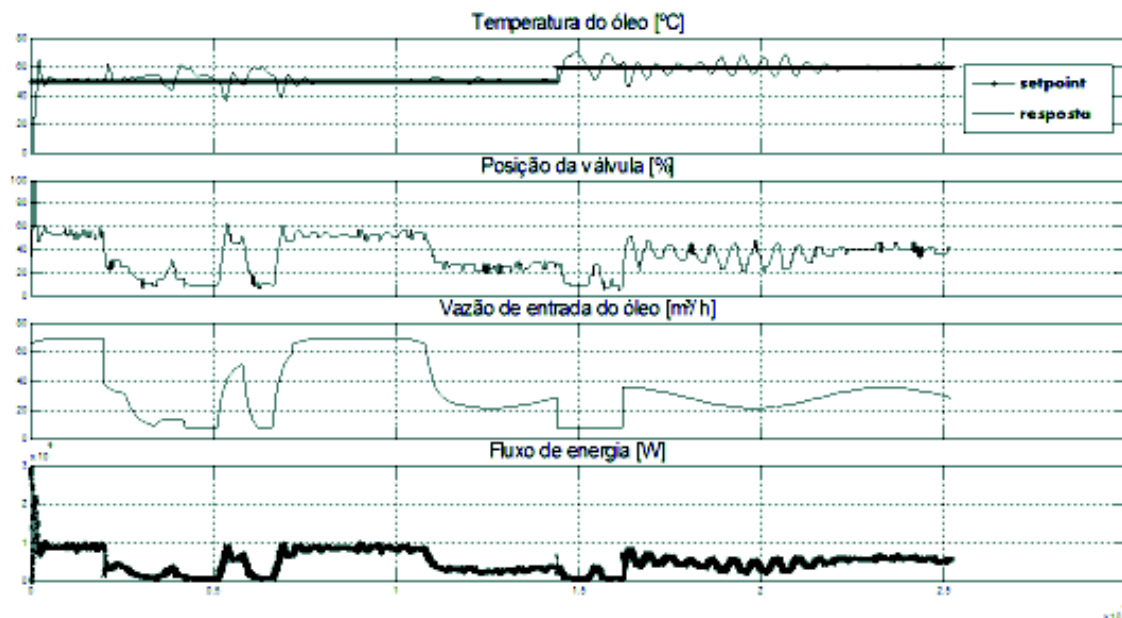


Figura 47 - Desempenho do sistema de controle FB-PID cascata com FF dinâmico do trocador de calor.

Para diminuir ainda mais as oscilações foi adicionado ao controlador a estratégia de Smith. As oscilações permaneceram em ± 10 °C em torno do *setpoint* e o desperdício caiu para 279 MJ (77 kWh), ou seja, 69% menos energia desperdiçada que o PID puro (vide Figura 48)

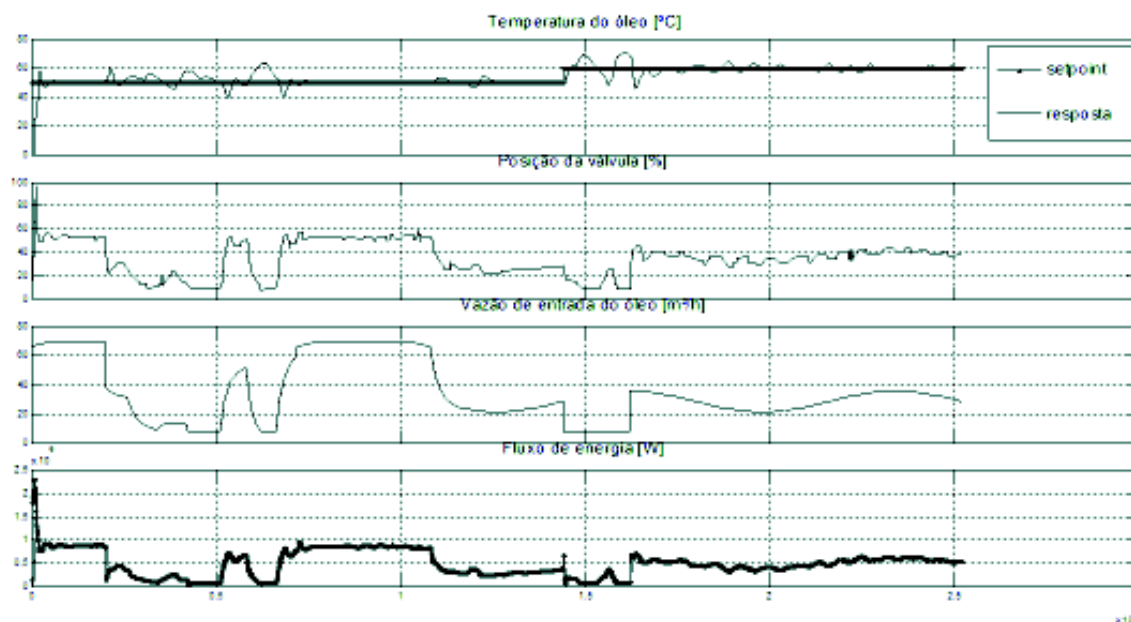


Figura 48 - Desempenho do sistema de controle FB-PID cascata com FF dinâmico e Preditor de Smith do trocador de calor.

A Figura 49 mostra um gráfico comparando o comportamento dos controladores estudados neste trabalho.

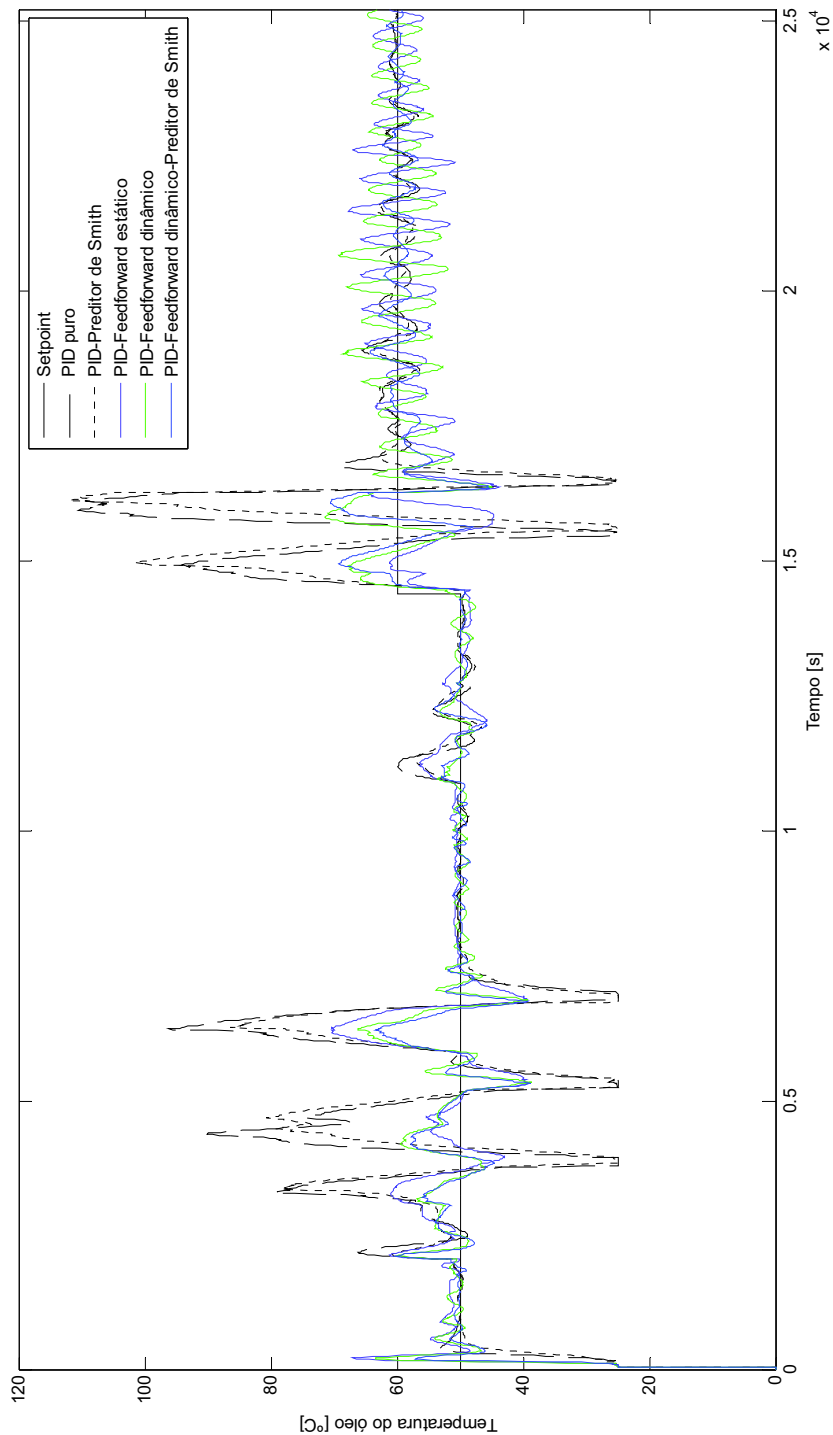


Figura 49 - Comparação entre as estruturas de controle estudadas.

Capítulo 6 – Conclusões

Através da modelagem do trocador de calor do tipo casco e tubos foi possível conhecer, de forma mais ampla, a complexa dinâmica associada ao funcionamento do trocador de calor do tipo casco e tubos. A geração de um modelo não-linear do trocador de calor motivou o estudo de controle conforme o Capítulo 2 – Revisão bibliográfica: Descrição do processo de aquecimento de óleo e o Capítulo 3 – Modelagem do processo.

Ao longo deste trabalho, foram também estudados as características físicas do trocador de calor do tipo casco e tubos de forma a correlacioná-las com as estruturas clássicas de controle. Motivado pela vasta aplicação, o estudo de controle do trocador de calor pode representar um grande passo, na busca de sistemas térmicos que cumprem seus propósitos de forma mais econômica. Portanto, através de simulações computacionais é possível concluir que algoritmos lineares, aplicados de forma combinada através de estruturas antecipatórias e de retroalimentação dotam o sistema de controle a grande insensibilidade a distúrbios. Estas estruturas, *feedback* e *feedforward*, conforme descritas no Capítulo 4 – Estratégias de controle, representam quase a totalidade de aplicações que movem a indústria. Sendo a primeira, muito mais conhecida e associada ao tradicional controlador linear PID, a combinação entre estas podem trazer ganhos, conforme mostrado na Tabela 1.

Tabela 1 – Comparação entre características controles de temperatura.

	Desgaste do atuador	Variabilidade (em torno do <i>setpoint</i>)	Desperdício de energia [MJ]
PID puro	Alto	$\pm 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	895
PID-Preditor de Smith	Alto	$\pm 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	662
<i>PID + Feedforward</i> estático	Médio	$\pm 20\text{ }^{\circ}\text{C}$	537
<i>PID + Feedforward</i> dinâmico	Médio	$\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	444
<i>PID + Preditor de Smith + Feedforward</i> dinâmico	Médio	$\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	279

A principal contribuição deste trabalho foi prever o comportamento da temperatura de saída do óleo através de modelagem. A completude da modelagem, aqui proposta, naturalmente, motivou suas soluções de controle tendo como base os controladores clássicos e um moderno. Os resultados da Tabela 1 mostram que pode-se desperdiçar até 69% menos energia, diminuir a variabilidade para ± 10 °C, em torno do *setpoint* e desgastar menos o atuador com a inserção de controladores que trabalham com estrutura *feedback* e *feedforward*, de forma combinada. A Tabela 2 resume os custos para cada controlador, nas condições simuladas.

Tabela 2 - Comparação entre custos dos controladores nas condições simuladas.

	Custo médio [R\$] do kW-h	Desperdício de energia [kW-h] @ 7 horas de operação	Custo [R\$] @ 7 horas de operação
PID puro	0,32	248	79,4
<i>PID + Feedforward</i> dinâmico	0,32	123	39,4
<i>PID + Preditor de Smith + Feedforward</i> dinâmico	0,32	77	24,6

O estudo conclui que a aplicação de técnicas de controle adequadas evita sobre temperaturas face aos distúrbios inerentes ao processo e poderia reduzir o custo da planta devido à diminuição da energia desperdiçada.

O estudo também propõe um arranjo de instrumentação conforme a Figura 50. O esquema apresentado adiciona apenas um medidor de vazão de vapor. A razão desta medição vem da literatura, que afirma que para conhecer o estado de um vapor saturado deve-se conhecer no mínimo 3 variáveis independentes como: vazão, pressão e temperatura. Esta valiosa informação elevará a precisão da medição da energia consumida pela carga e pode motivar estudos no sistema de recuperação de condensado.

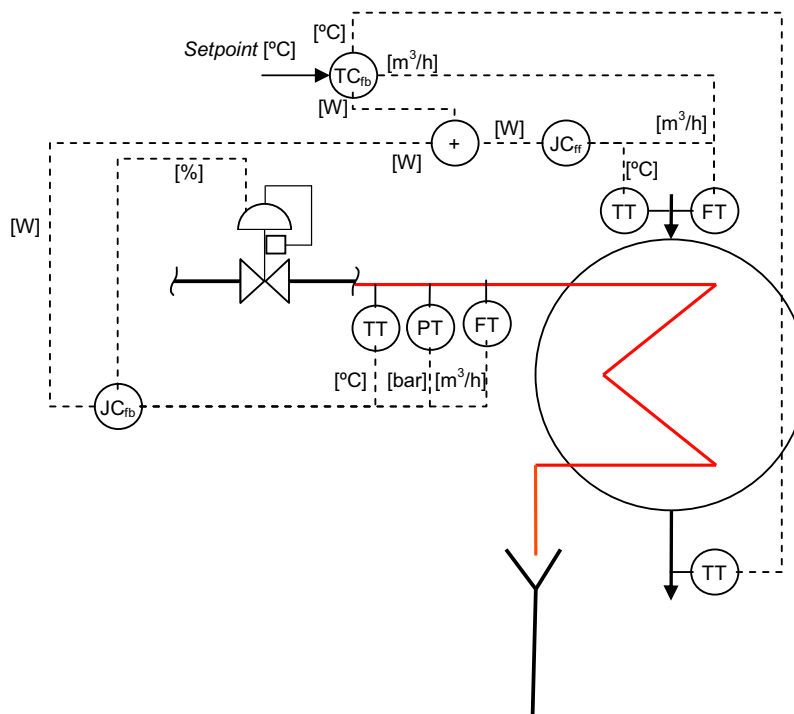


Figura 50 - Arranjo de instrumentação para compensação de controladores de energia.

A instrumentação deve ser capaz de medir e estimar a energia de entrada de óleo, de saída de óleo e o consumo de energia do trocador.

6.1 Trabalhos futuros

O tema, aqui dissertado, pode ser usado como motivação os seguintes trabalhos:

- Estudar efeitos do *Stall*, como problema de controle [12].
- Estudar soluções de controles capazes de atenuar golpes de aríete em linhas de retorno de condensado, como o controle seletivo [12];
- Aplicar técnicas de controle moderno para o controle de temperatura em trocadores de calor do tipo casco tubos como algoritmos de controle preditivo;

Capítulo 7 – Referências

1. Disponível na internet via WWW. URL: <http://www.demec.ufmg.br/disciplinas/ema003/liquidos/oleocomb/manus.htm>. Última atualização em 30 de Outubro de 2008.
2. Disponível na internet via WWW. URL: <http://www.geadobrasil.com.br/thunder/MANUAL%20CASCO%20TUBOS%20-%20Portugues.pdf>. Última atualização em 30 de Outubro de 2008.
3. Trocalor Industria Mecânica LTDA, Informações técnicas de trocadores de calor casco e tubos – rev4, Janeiro de 2007.
4. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., “**Fundamentals of Heat and Mass Transfer**”, 4th Edition, John Wiley, 1996.
5. Kays, W. M. and Crawford, M. E. “**Convective Heat and Mass Transfer**”, 3rd Edition, McGraw Hill, 1987.
6. Kreith, F., **Princípios da Transmissão de Calor**, Editora Edgard Blucher, 1983.
7. Kakaç, S., Bergles, A. E. and Fernandes, E. O., **Two-Phase Flows Heat Exchangers**, Kluwer Academic Publis., 1988.
8. Garcia, Claudio, **Modelagem e simulação** – Edusp, 2005.
9. Disponível na internet via WWW. URL: http://www.chdvalvulas.com.br/artigos_tecnicos/caldeiras/flamotubulares.html. Última atualização em 30 de Outubro de 2008.
10. Disponível na internet via WWW. URL: <http://www.mspc.eng.br/termo/termomod0310.shtml>. Última atualização em 30 de Outubro de 2008.
11. Disponível na internet via WWW. URL: EletroMec On Line – Caldeiras – <http://m.albernaz.sites.uol.com.br/caldeiras.htm>. Última atualização em 30 de Outubro de 2008.
12. Spirax-Sarco, The Steam and Condensate Loop Book, 2007 , ISBN 978-0-9550691-4-7
13. Al-Ansari, A.D., Owen, I., **Thermal and hydrodynamic analysis of the condensation and evaporation processes in horizontal tube desalination plant** - International Journal of Heat and Mass Transfer 42 – 1999.

14. Disponível na internet via WWW. URL: <http://www.spiraxsarco.com/resources/steam-engineering-tutorials/condensate-removal/heat-exchangers-and-stall.asp>. Última atualização em 30 de Outubro de 2008.
15. Milcent, P. F., **Tópicos dos conhecimentos básicos no estudo de trocadores de calor** – Universidade Federal do Paraná – Departamento de Engenharia Química – 2007.
16. Butterworth, D., **Design of Shell-and-tube heat exchangers when the fouling depends on local temperature and velocity** – 2002 – PERGAMON.
17. Koivula, T., **On cavitation fluid power** – Tampere University of Technology – Institute of hydraulics and automation – 2000.
18. Disponível na internet via WWW. URL: <http://www.masoneilan.com/>. Última atualização em 30 de Outubro de 2008.
19. Ribeiro, M. A., **Controle de processo** – Oitava edição – Tek Treinamento & consultoria – 2005.
20. Lepták, Bela G., **Process Control and Optimization** – Instrument Engineers' Handbook – Volume II – Fourth Edition – 2006.
21. Battikha, N. E., **The Condensed Handbook of measurement and control** – Third Edition – 2007 – ISA.
22. Brosilow, C., Josef B., **Techniques of model-based control** – 2002 – Prentice Hall.
23. Smith C. A., Corripio A. B., **Principles and Practice of Automatic Process Control** – Second Edition – Wiley – 1997.
24. Lee, P.L., Newell R.B., Cameron I.T., **Process Control and Management** – Blackie Academic & Professional – 1998.

Apêndice 1: Aplicações da biblioteca Xsteam para Matlab

A biblioteca *Xsteam* 2.6 para *Matlab* é um recurso gratuito capaz de retornar valores dos diagramas P-T, T-S, massa específica, viscosidade, ou seja, grande parte das propriedades da água em suas três fases. O m-script abaixo foi utilizado para gerar a superfície da massa específica da água em função das condições de pressão e temperatura.

```
% Vetor de pressão em absoluta em [bar]
p=1:.1:20;
% Vetor de temperatura em [grausC]
T=20:.1:XSteam('TSat_p',max(p));
%Gerar malha entre pressão e temperatura
[X,Y] = meshgrid(p,T);
% Loop para gerar pontos da massa específica em função da pressão e
% temperatura
for i_p=1:length(p)
    for i_T=1:length(T)
        rho(i_p,i_T)=XSteam('rho_pT',p(i_p),T(i_T));
    end
end
Z=rho';
mesh(X,Y,Z);
colorbar;
xlabel('p [bar]')
ylabel('T [C]')
zlabel('p [kg/m3]')
```


Apêndice 2: Dados de processo de aquecimento

Dados de trocador de calor real de um terminal aquaviário.

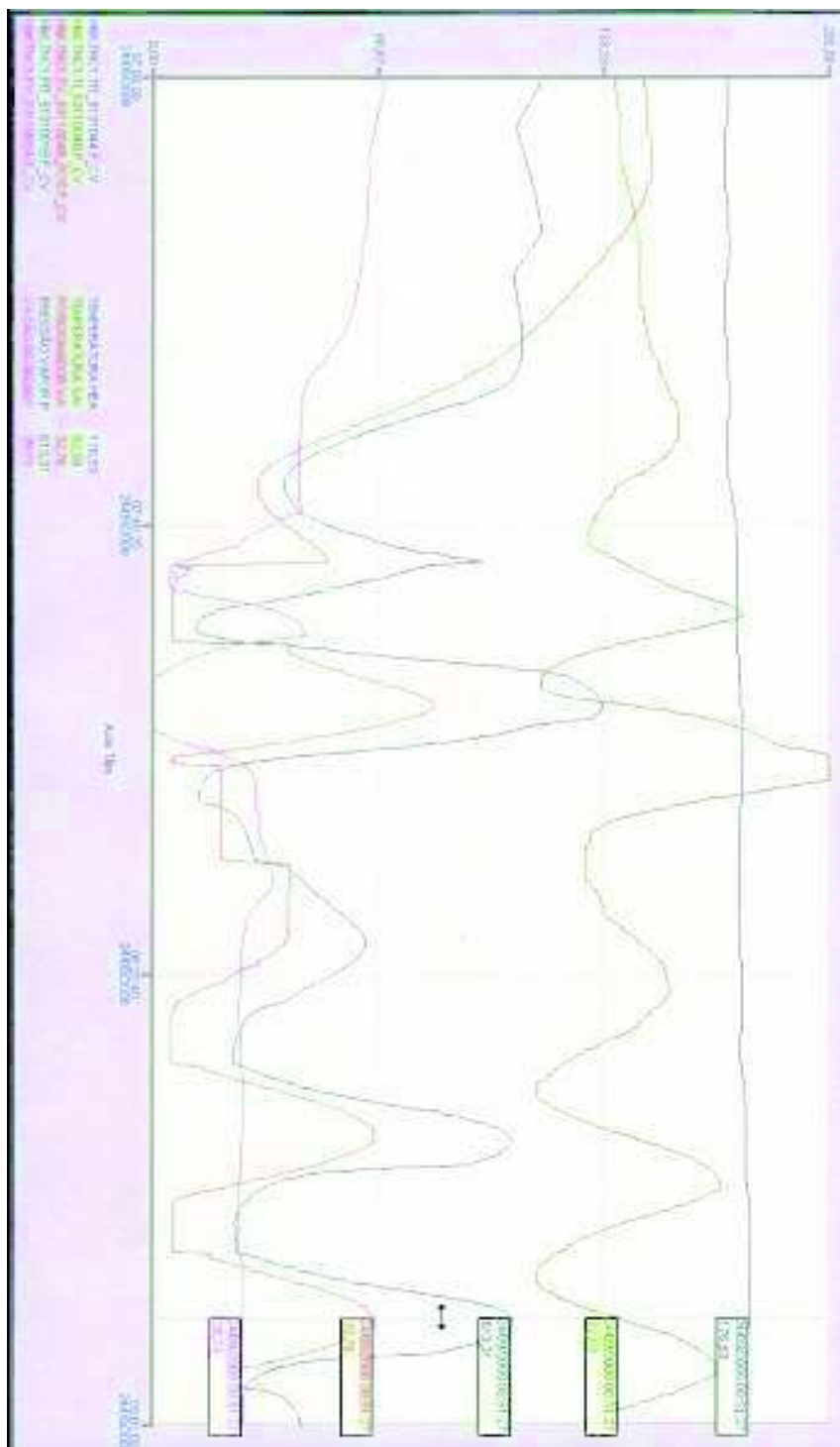


Figura 51 – Tela de tendência das variáveis de processo num trocador de calor em modo automático.

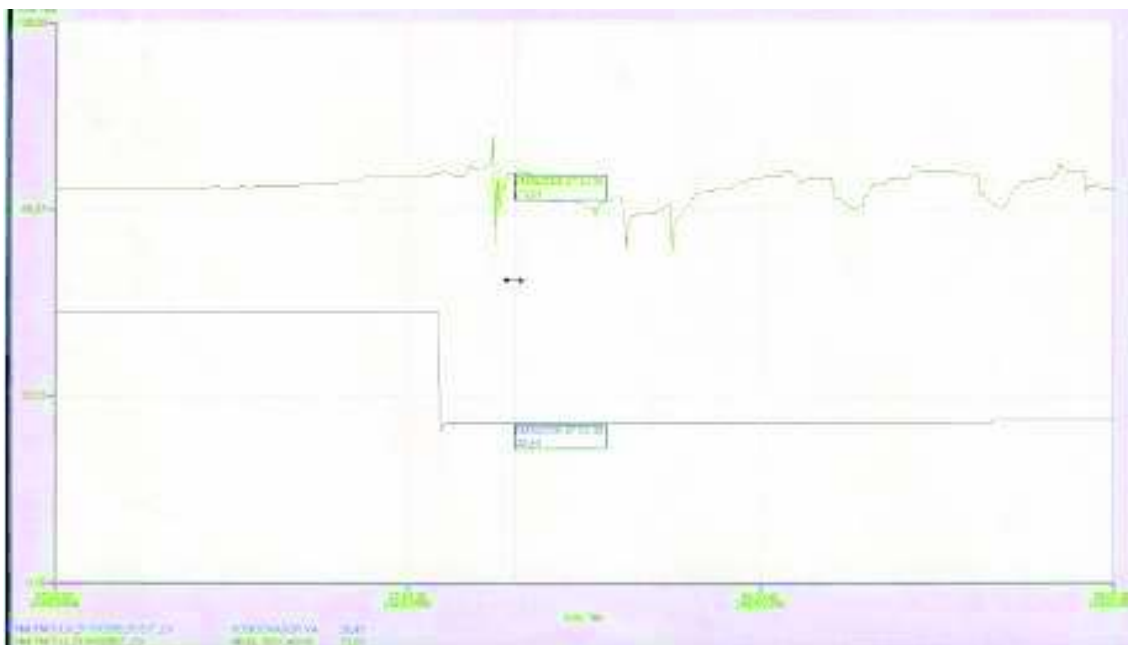


Figura 52 – Tela de tendência das variáveis de processo num sistema de recuperação de condensado em modo automático.

Os dados utilizados na modelagem deste trabalho foram descritos conforme a Tabela 3.

Tabela 3 - Dados físicos de uma planta real

Tubos	Casco	Header de vapor
$\phi_s = 120^\circ$	$D_{i,casco} = 0,7m$	$T_{header} = 169,5^\circ C$
$L_{tubos} = 3m$	$L_{casco} = 4,5m$	$P_{header} = 8bar.abs$
$D_{i,tubos} = 0,018m$	$c_{p,aço} = 448J / kg^\circ C$	
$N_{tubos} = 248$	$\rho_{óleo} = 862kg / m^3$	
	$c_{p,óleo} = 2130J / kg^\circ C$	
Tanque de condensado	Válvula de vapor	Válvula de condensado
$D_{i,tanque} = 0,65m$	$D_{linha} = 2pol$	$D_{linha} = 3pol$
$L_{tanque} = 1.2m$	$C_v = 94psi / \sqrt{gpm}$	$C_v = 260psi / \sqrt{gpm}$
	Linear	Linear
Dinâmica da planta		
$\tau \approx 6 - 9min$		

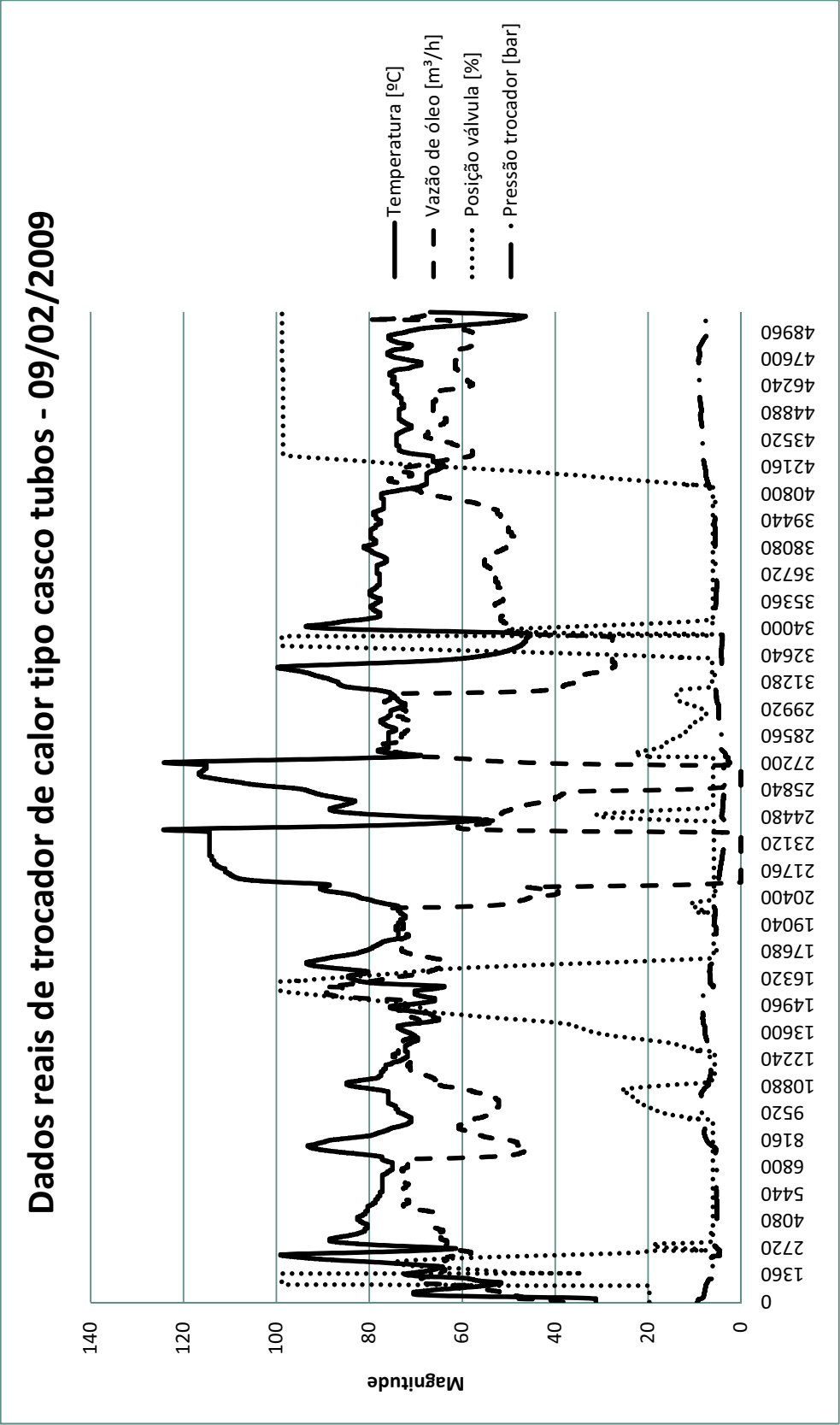


Figura 53 – Dados reais do trocador de calor do tipo casco e tubos em malha fechada – 09/02/2009.

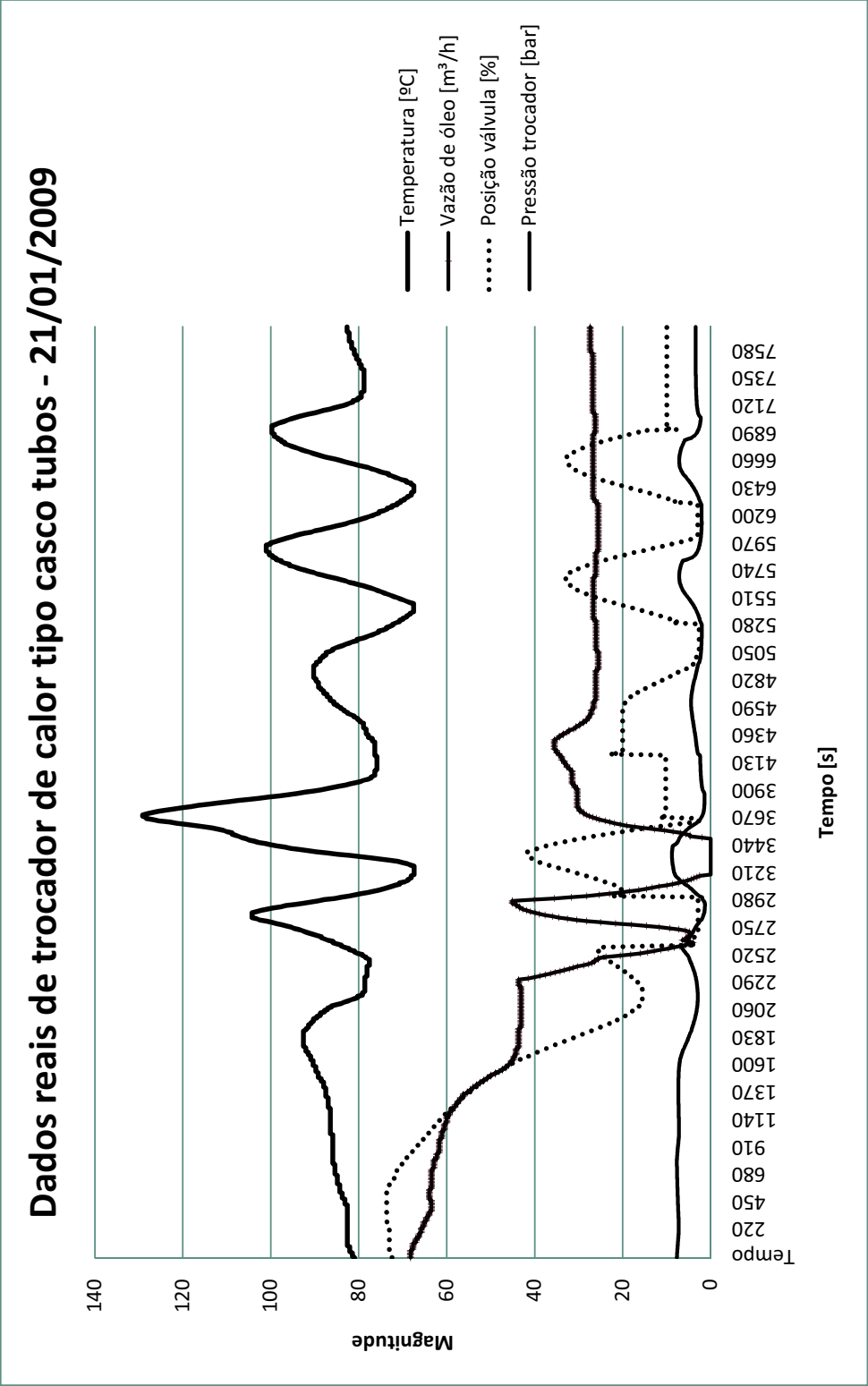


Figura 54 – Dados reais do trocador de calor do tipo casco e tubos em malha fechada – 21/01/2009

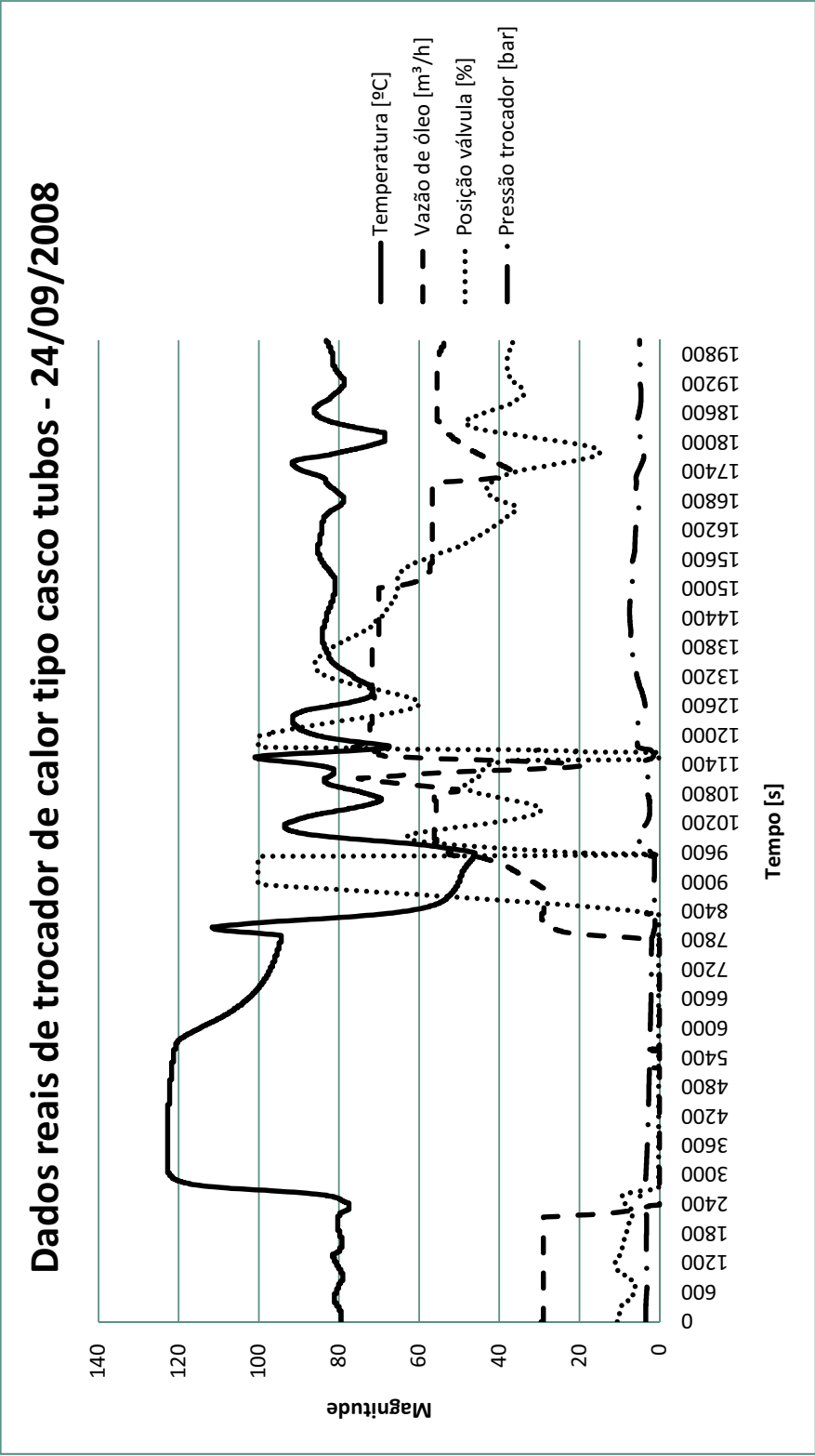
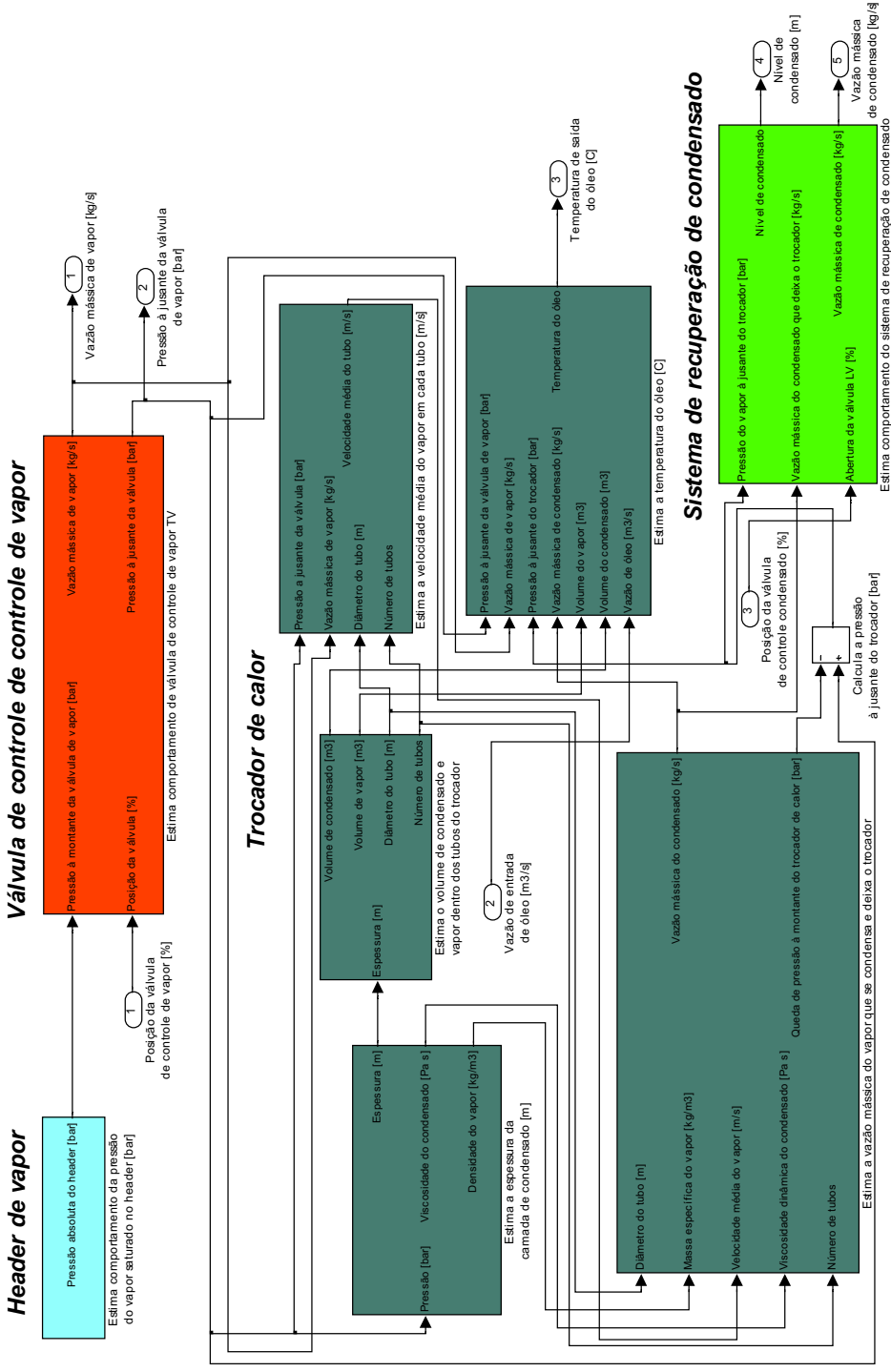


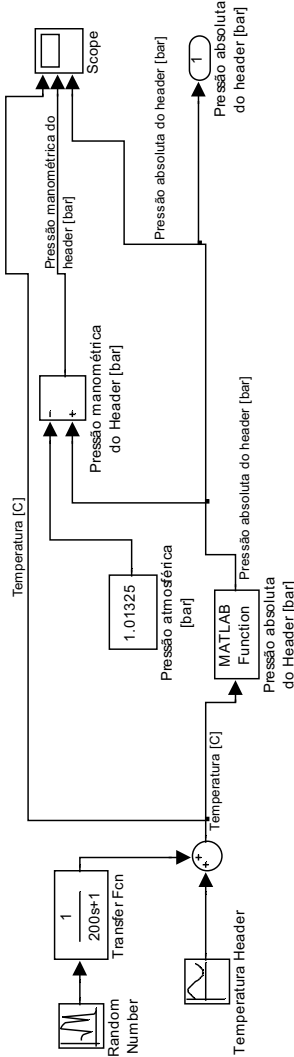
Figura 55 – Dados reais do trocador de calor do tipo casco e tubos em malha fechada – 24/09/2009

Apêndice 3: Diagrama de blocos da modelagem

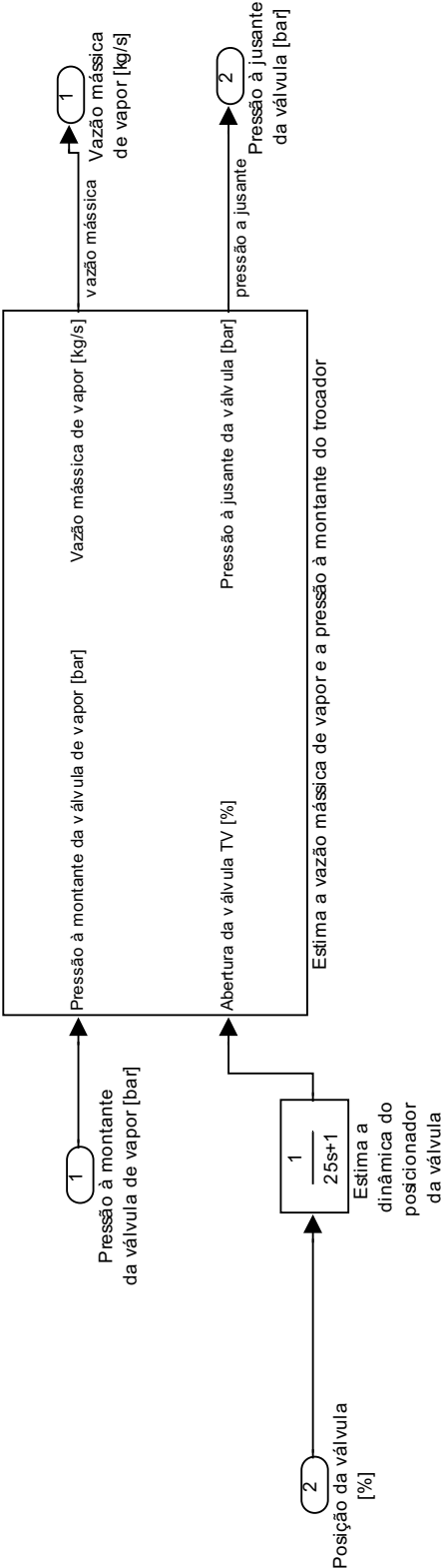
MODELAGEM DE SISTEMA DE AQUECIMENTO DE ÓLEO E SISTEMA DE RECUPERAÇÃO DE CONDENSADO



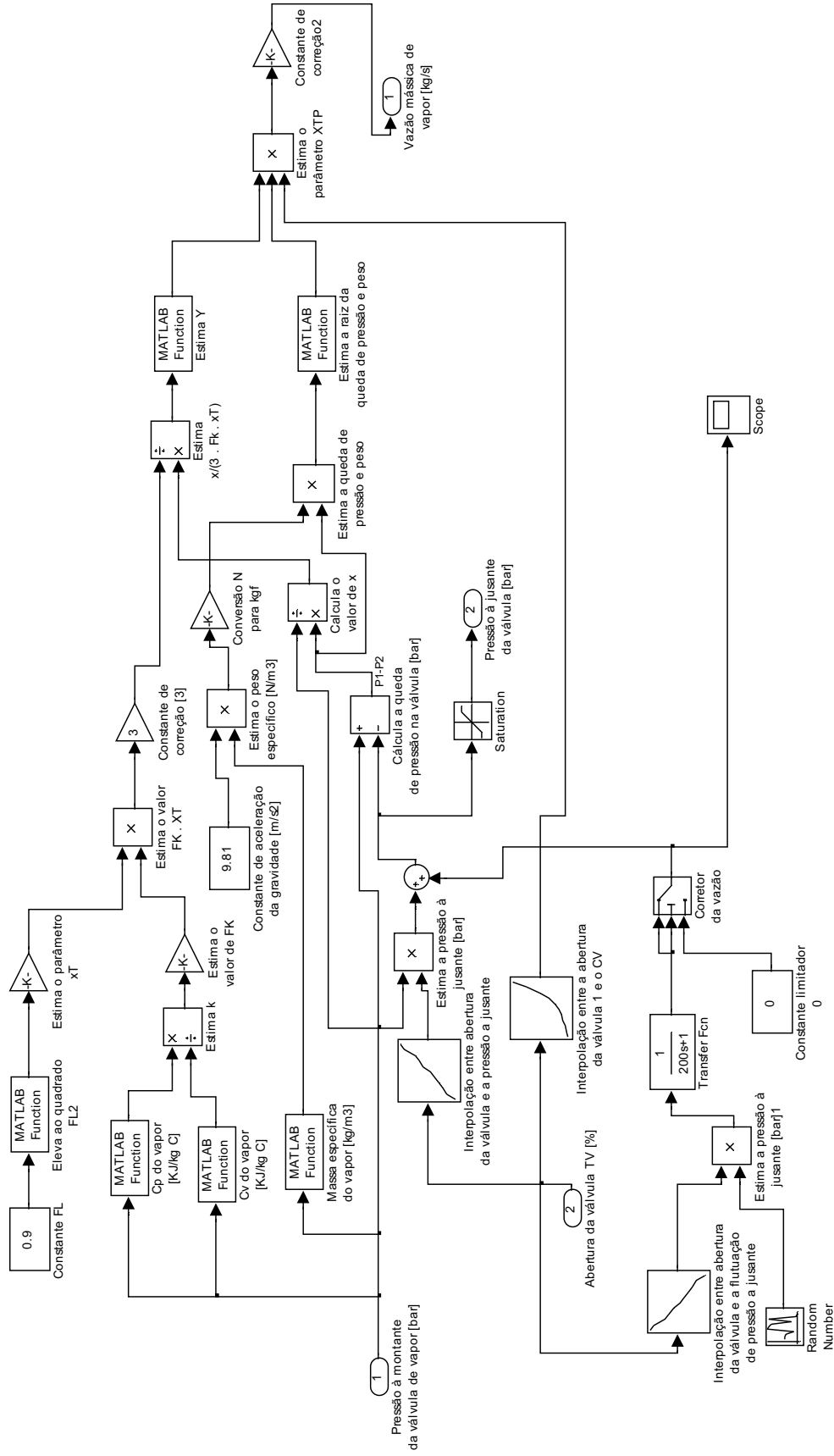
CALCULA O COMPORTAMENTO DA PRESSÃO DO VAPOR SATURADO NO *HEADER* DE VAPOR



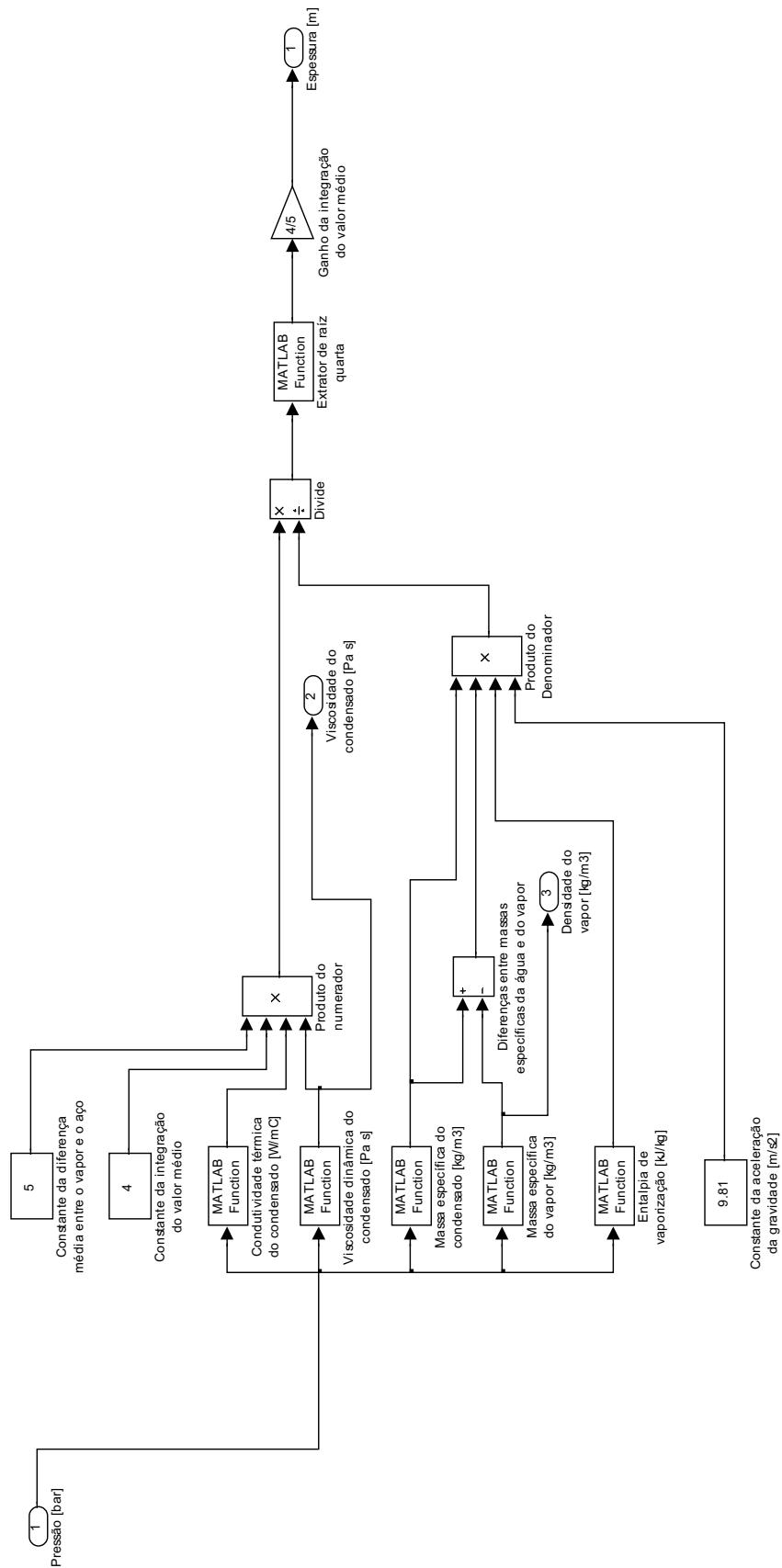
CALCULA A VAZÃO MÁSSICA DE VAPOR E A PRESSÃO ATRAVÉS DA VÁLVULA



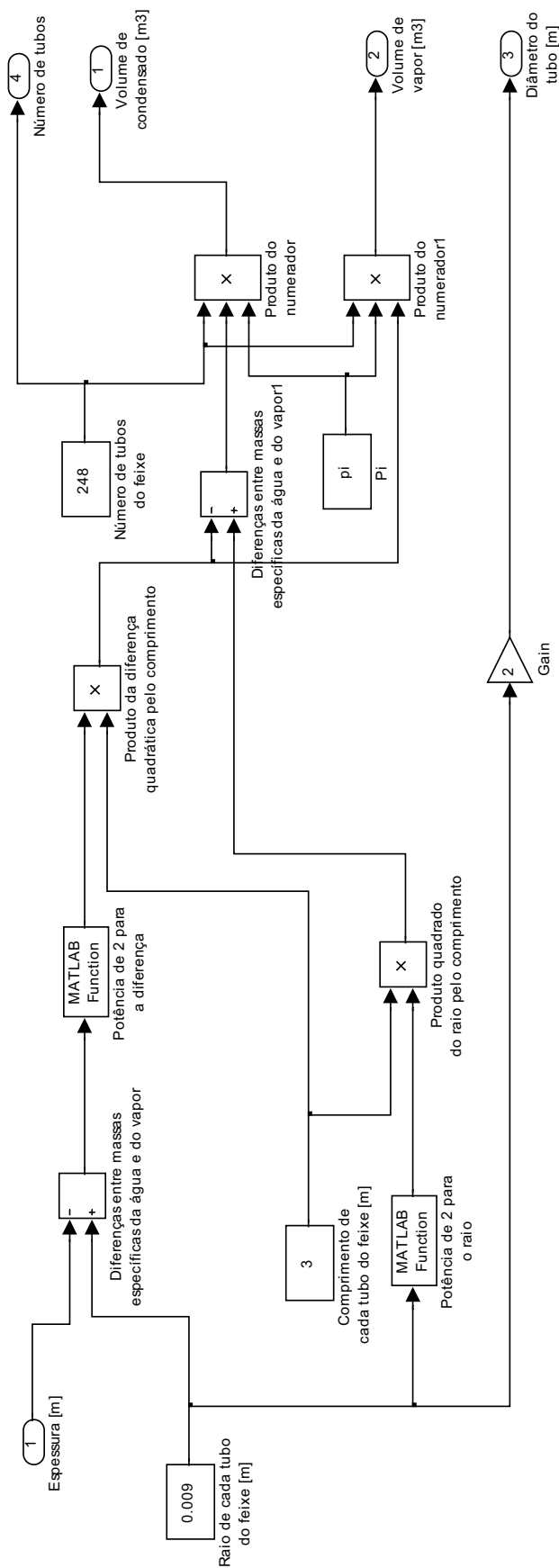
DETALHE DO CALCULO A VAZÃO MÁSSICA DE VAPOR E A PRESSÃO ATRAVÉS DA VÁLVULA



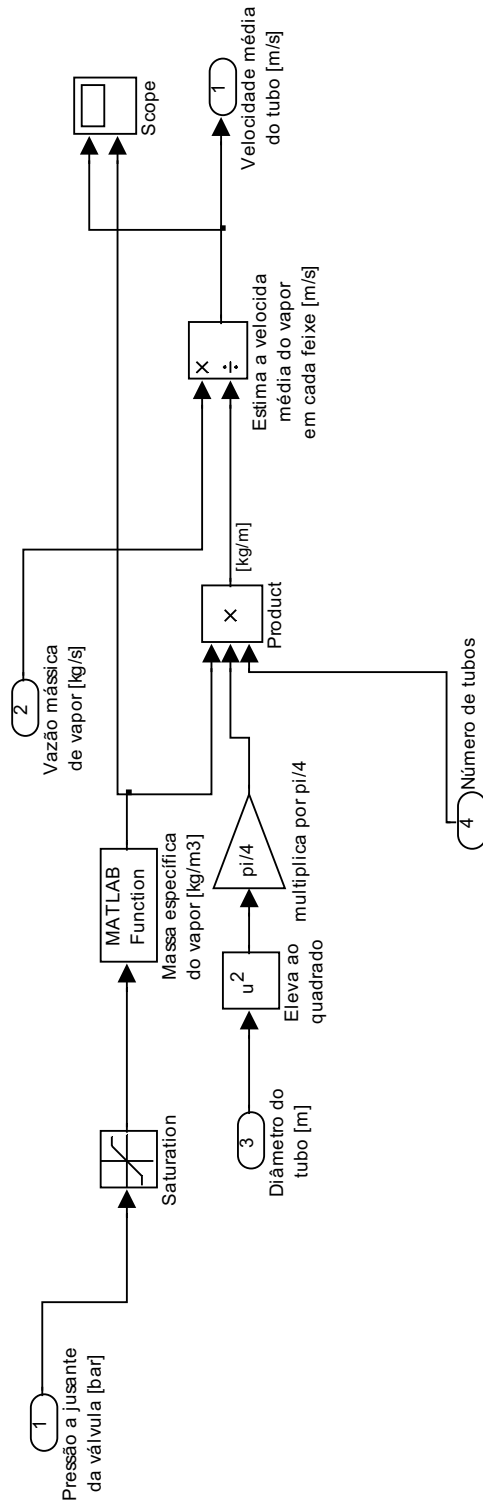
CALCULA A ESPESSURA DA CAMADA DE CONDENSADO NO INTERIOR DO TUBO DO TROCADOR



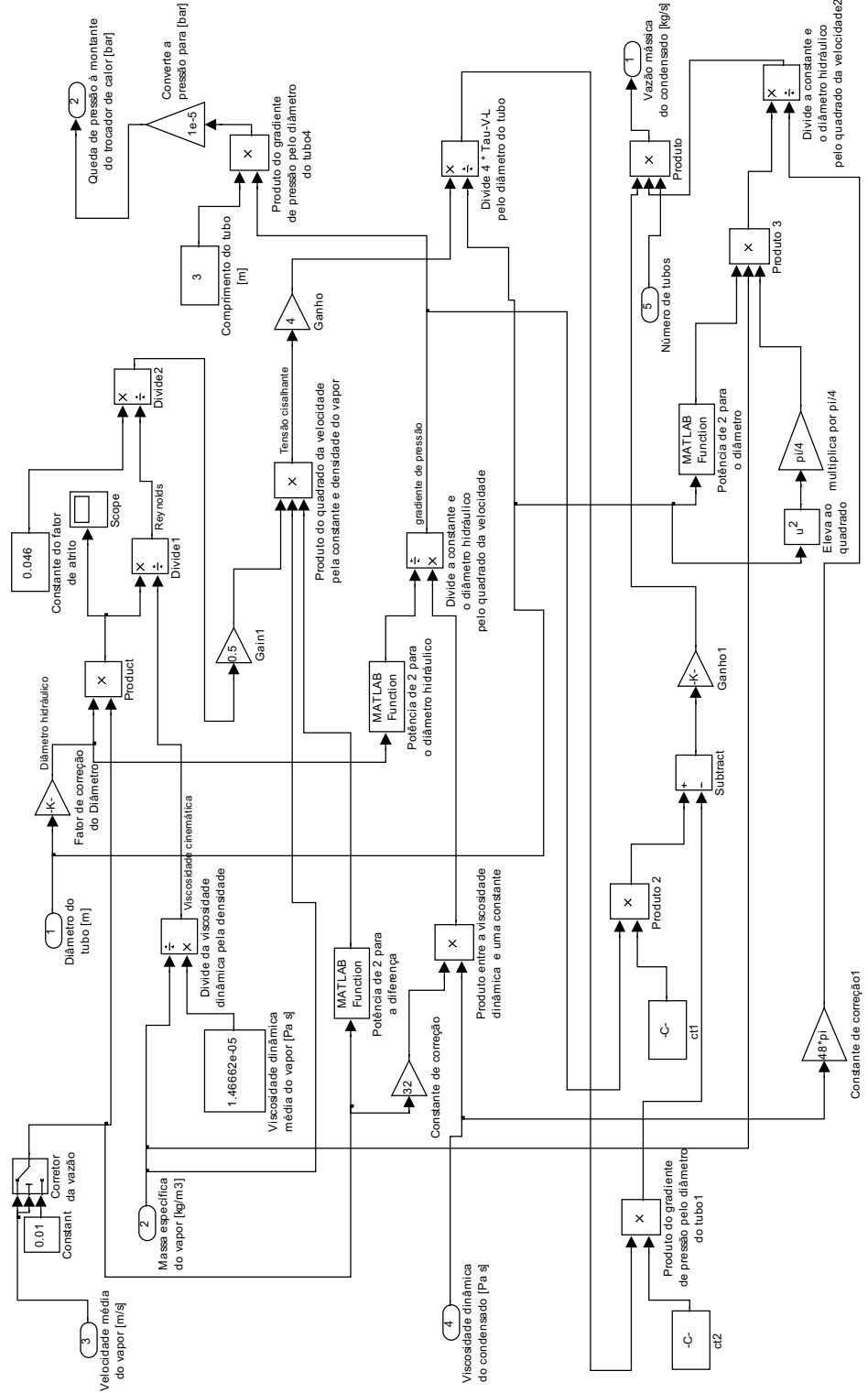
CALCULA O VOLUME DE CONDENSADO E DE VAPOR NO INTERIOR DO TROCADOR



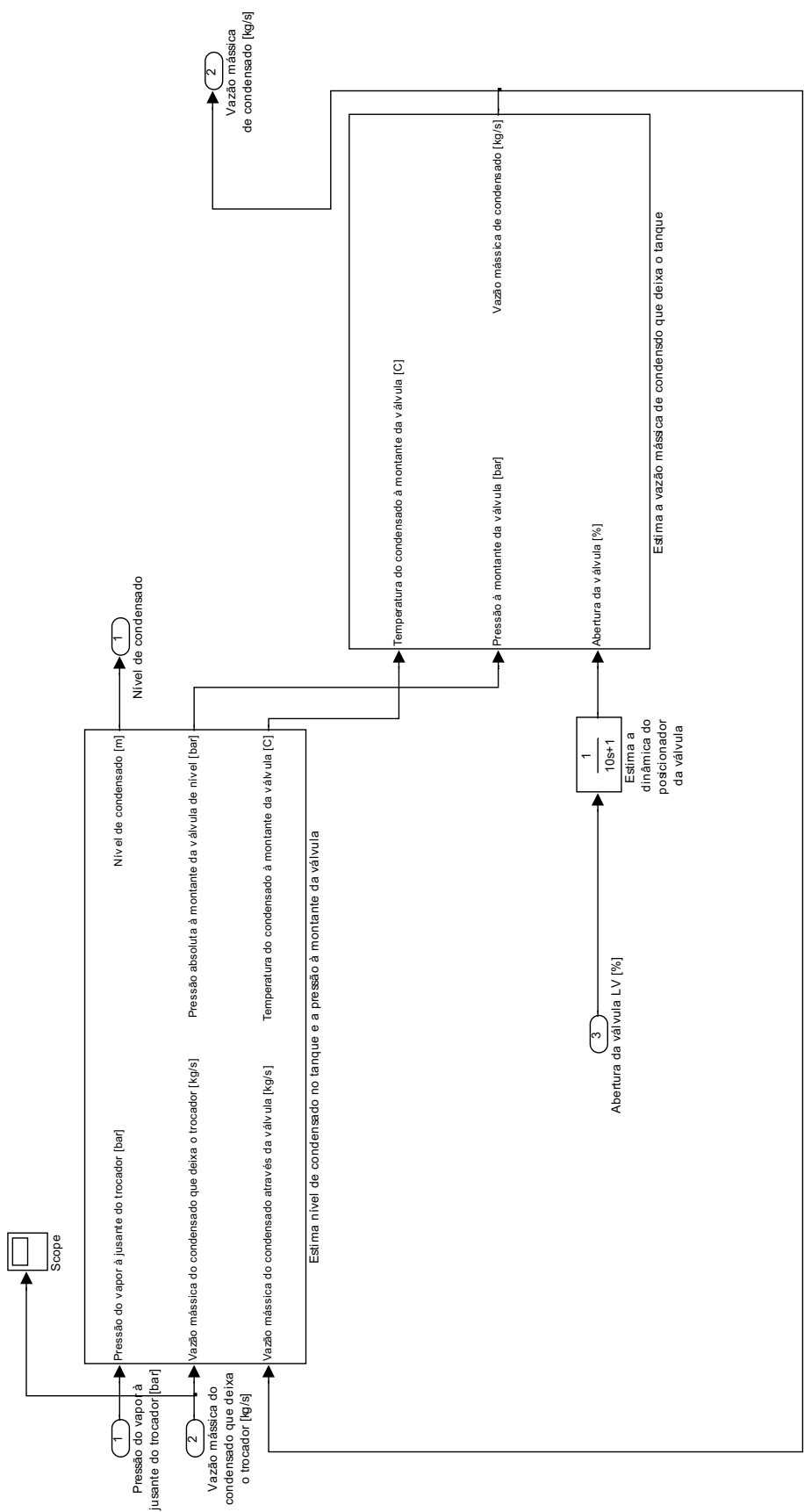
CALCULA A VELOCIDADE MÉDIA DO VAPOR NO INTERIOR DO TUBO DO TROCADOR



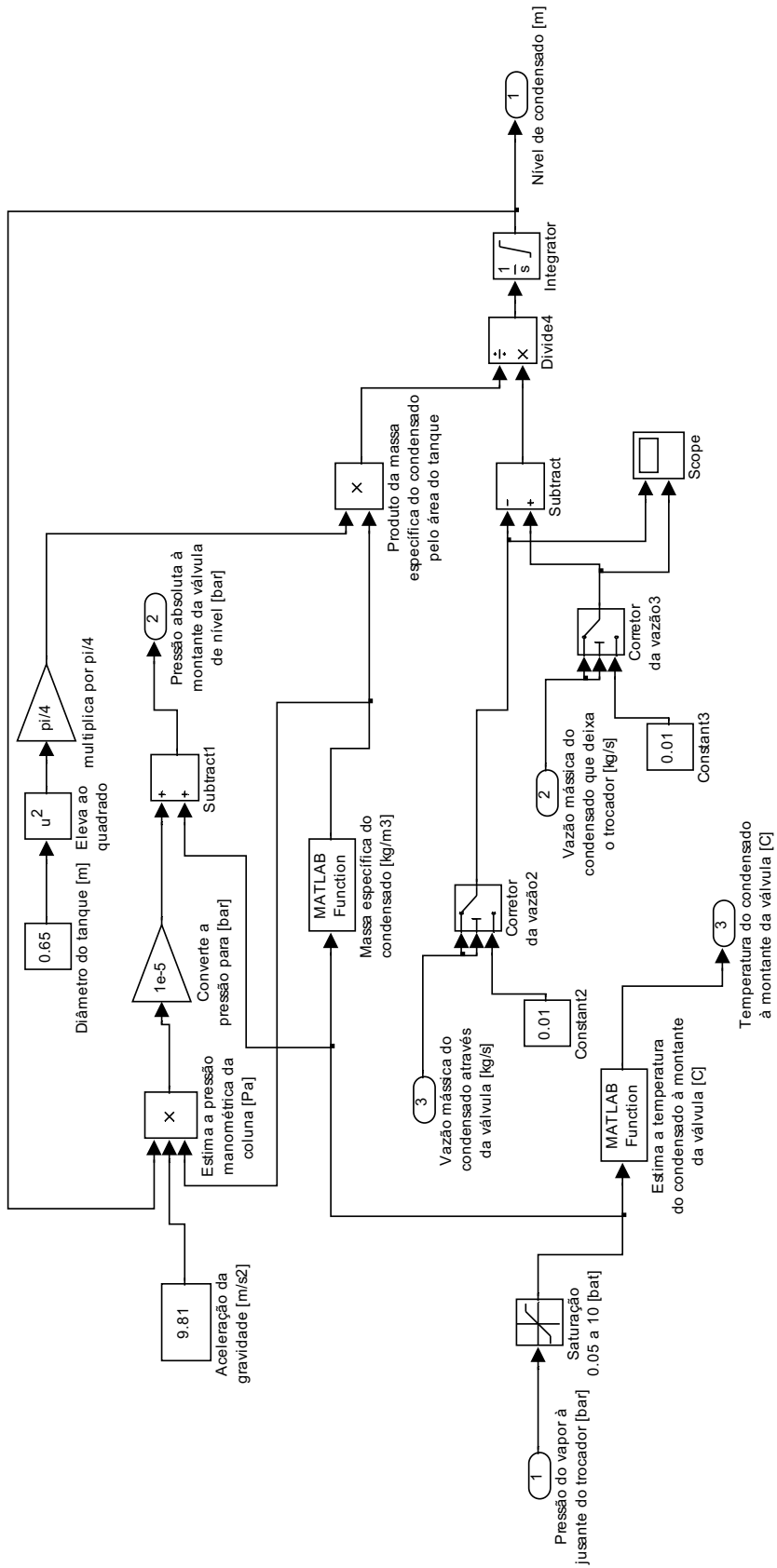
CALCULA A VAZÃO MÁSSICA DE CONDENSADO QUE DEIXA O TROCADOR



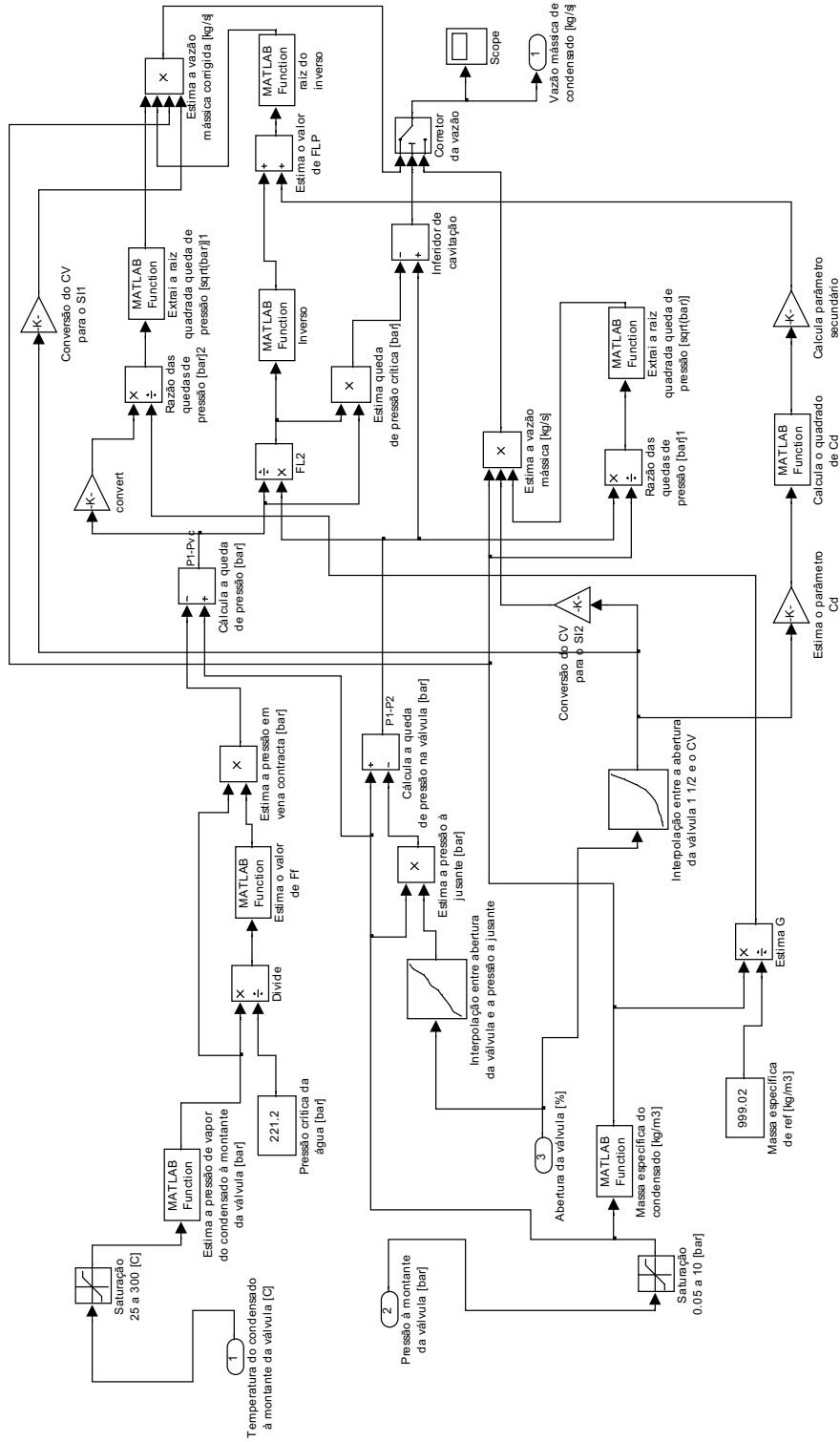
CALCULA O NÍVEL DE CONDENSADO NO TANQUE DE RECUPERAÇÃO



DETALHA O CALCULO DO NÍVEL DE CONDENSADO NO TANQUE DE RECUPERAÇÃO



CALCULA O ESCOAMENTO DO CONDENSADO NA LINHA DE RECUPERAÇÃO



Apêndice 4: Processo de validação da modelagem

O modelo foi excitado com sinais reais como: pressão e temperatura do *header* de vapor, sinal de abertura de válvula de vapor e vazão de entrada de óleo. Os sinais de saída do modelo foram: temperatura do óleo e vazão de condensado. Os sinais reais e estimados pelo modelo foram comparados em vários pontos de operação

Para a validação dos resultados executou-se três ensaios: dois nos limites inferior e superior; e o outro na faixa central de pressão interna do trocador. Estes limites referem-se aos dados reais, ou seja, o tempo em que a pressão real, no trocador, passou entre 6,5 a 9 bar abs (limite superior), entre 2,5 e 6,5 bar abs (faixa central) e 0 a 2,5 bar abs (limite inferior).

O resultado do ensaio do modelo, para o limite superior, pode ser visto na Figura 56. Nesta figura, pode-se perceber um grande aumento entre a previsão, da pressão absoluta interna do trocador, do modelo (linha contínua fina do gráfico superior da Figura 56), e a pressão absoluta real (linha mais espessa ou com marcador), adquirida num trocador de calor do tipo casco e tubos, quando a posição real válvula de vapor passa boa parte do tempo quase fechada. Uma das razões para essa discrepância reside no fato da imprevisibilidade do consumo de vapor (dependente dos mecanismos internos do trocador), em face da baixa abertura da válvula.

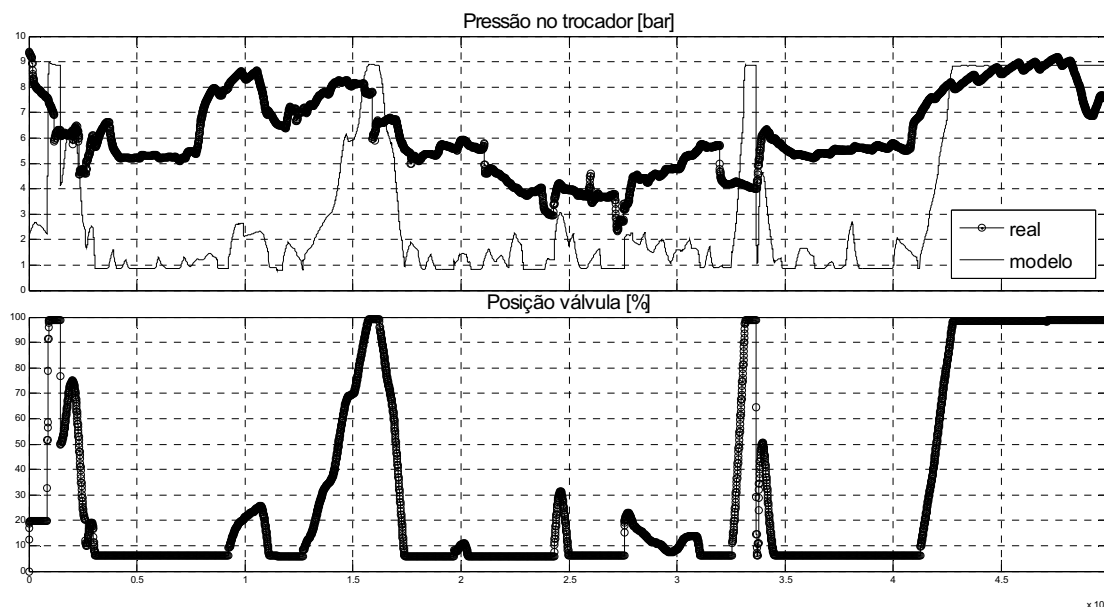


Figura 56 – Validação do comportamento da pressão no trocador x abertura da válvula para o limite superior.

A pressão real, conforme a Figura 56, tende a se igual à pressão do *header* de vapor. Este comportamento indica que a além da vazão de vapor ter sido restringida pela válvula o consumo da carga (baseada num consumo constante), neste instante, também diminuiu. Conforme a Lei de Pascal quando um fluido estiver em repouso a pressão estática será transmitida integralmente a todos os pontos da linha. As equações do modelo proposto não prevêem a variação da carga. O índice usado para qualificar o modelo foi o erro integral percentual e pode ser expresso conforme a Equação 58.

$$E_{\text{integral}\%} = \frac{\int [f_{\text{real}}(t) - f_{\text{calculada}}(t)]}{\int f_{\text{real}}(t)}$$

Equação 58

Este índice representa a razão do valor acumulado da diferença absoluta entre dados reais e calculados pelo valor acumulado real. Este fornece informações sobre o erro médio e não penaliza, com tanta precisão, a dispersão entre os dados reais e calculados. Portanto, o erro percentual encontrado, para pressões no trocador de calor, trabalhando em limite superior, foi de 54,3%. Grandes erros na previsão da pressão interna do trocador conduzem a erros significativos na previsão da temperatura final do óleo, conforme a Figura 57, que também considera a vazão real de entrada do óleo.

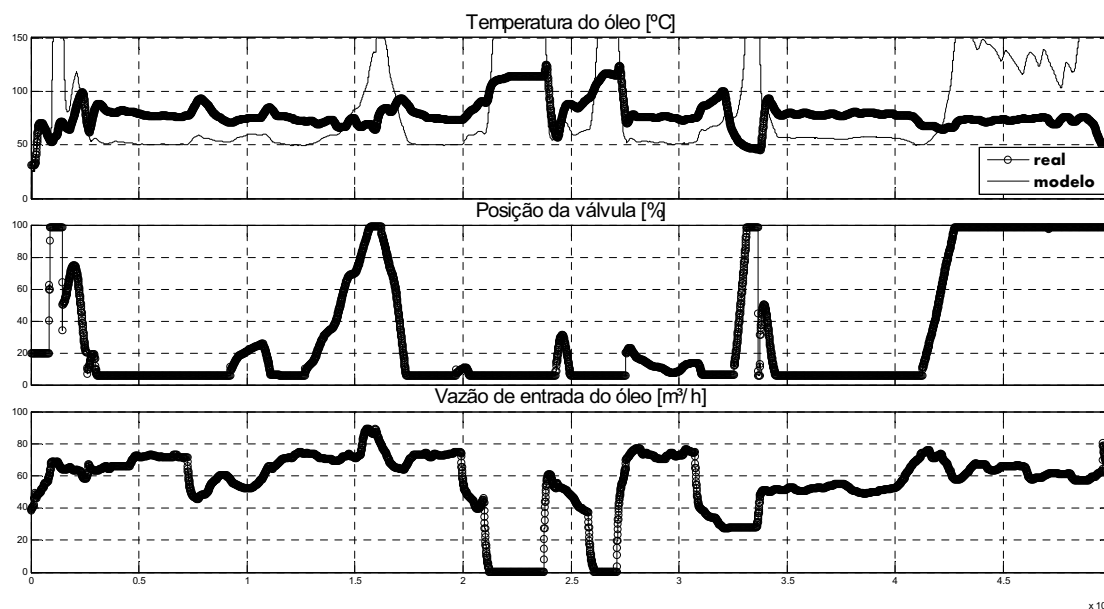


Figura 57 – Validação do comportamento da temperatura de saída do óleo, face aos dados, de abertura da válvula e vazão de entrada de óleo, reais para o trocador, trabalhando a limite de pressão superior.

O erro percentual encontrado, para a temperatura de saída do óleo, trabalhando em limite superior de pressão real, foi de 40,75%.

No ensaio seguinte, testou-se o modelo no limite inferior de pressão real. Conforme a Figura 58, o erro percentual encontrado, para a pressão no interior do trocador, trabalhando no limite inferior, foi de 45,49%. Novamente, houve momentos de imprevisibilidade onde não linearidades na válvula e alto de fluxo de vapor reduziram a pressão (perda de carga) no trocador mesmo com a válvula totalmente aberta.

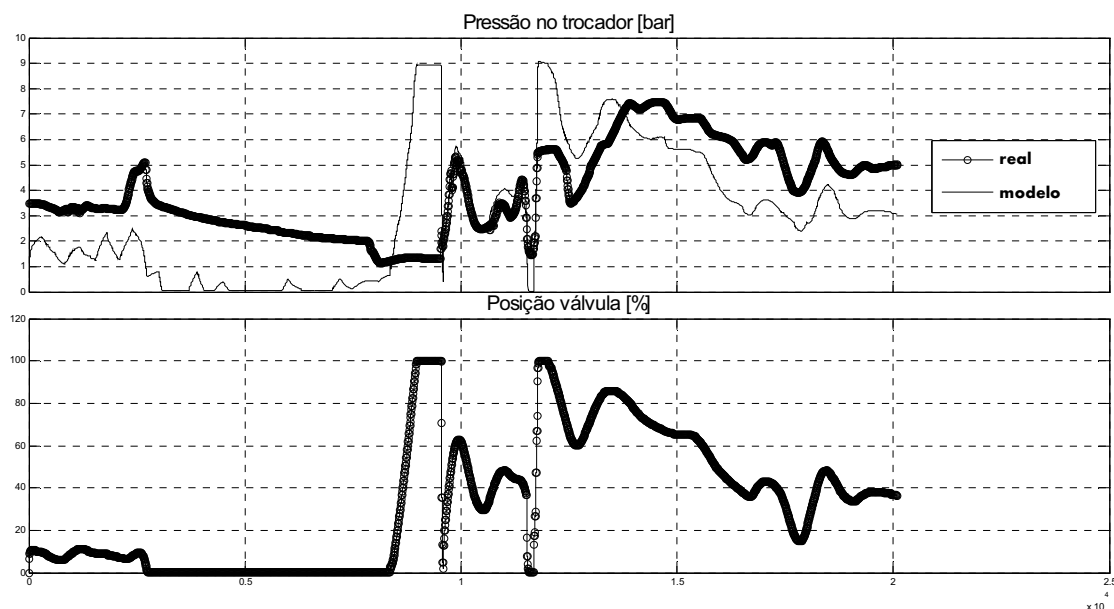


Figura 58 – Validação do comportamento da pressão no trocador x abertura da válvula no limite inferior.

O erro percentual para a temperatura do óleo, no limite inferior de pressão interna do trocador, foi de 27,57%, conforme a Figura 59.

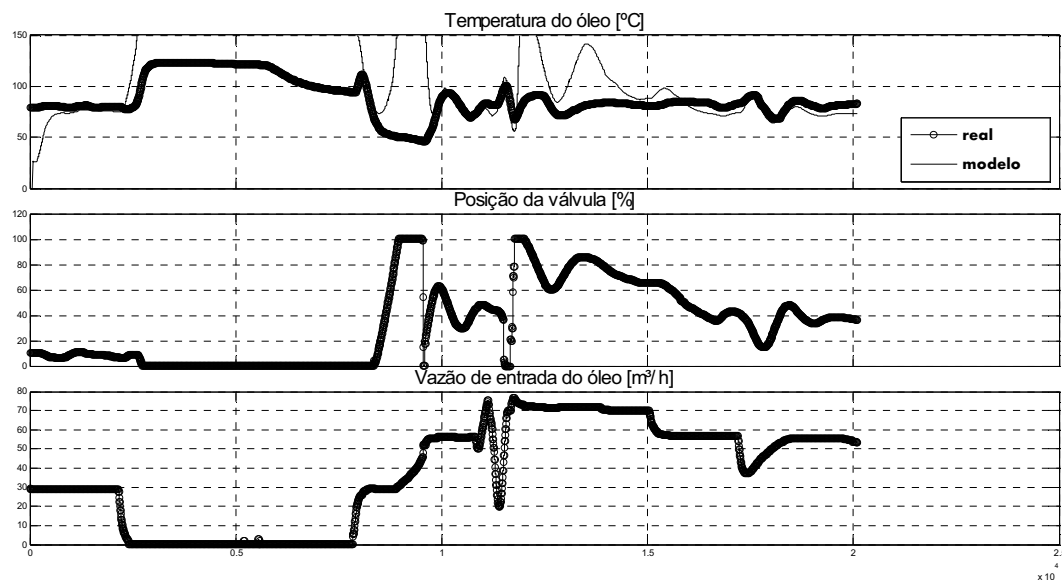


Figura 59 – Validação do comportamento da temperatura de saída do óleo, face aos dados, de abertura da válvula e vazão de entrada de óleo, reais para o trocador, trabalhando na faixa inferior de pressão.

O ensaio seguinte, testou o modelo na faixa central. Conforme a Figura 60, o erro percentual encontrado, para a pressão no interior do trocador, trabalhando na faixa central, foi de 42,76%. Novamente, atribui-se como principal causa de erros, a dificuldade de estimar o consumo de vapor em face da variação da carga térmica.

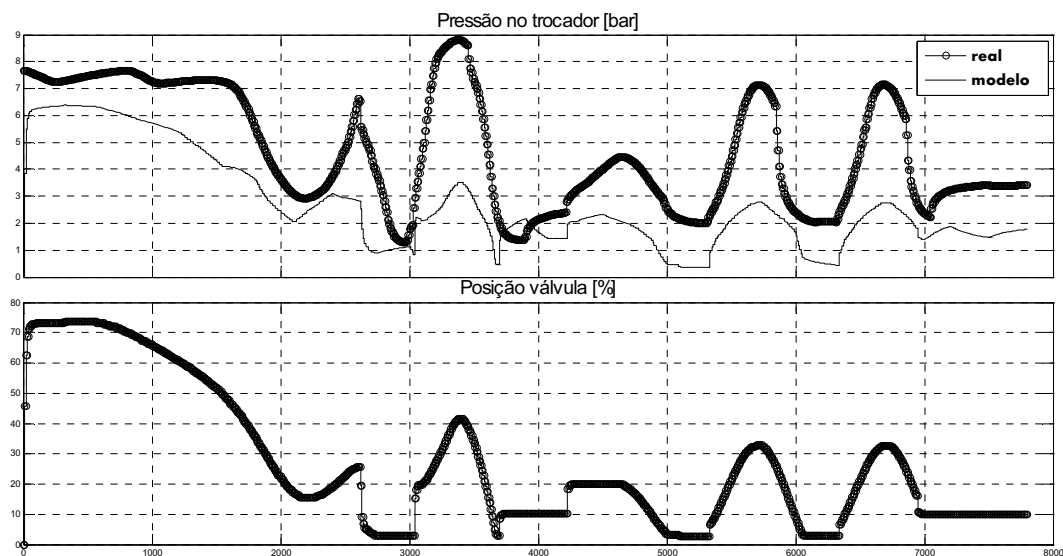


Figura 60 – Validação do comportamento da pressão no trocador x abertura da válvula para a faixa central.

Contudo, os testes na faixa central de pressão conduziram a resultados razoáveis (para modelos térmicos) para trabalhar com simulações de controle. O erro percentual para a

temperatura do óleo, na faixa central de pressão interna do trocador, foi de 11,67%, conforme a Figura 61.

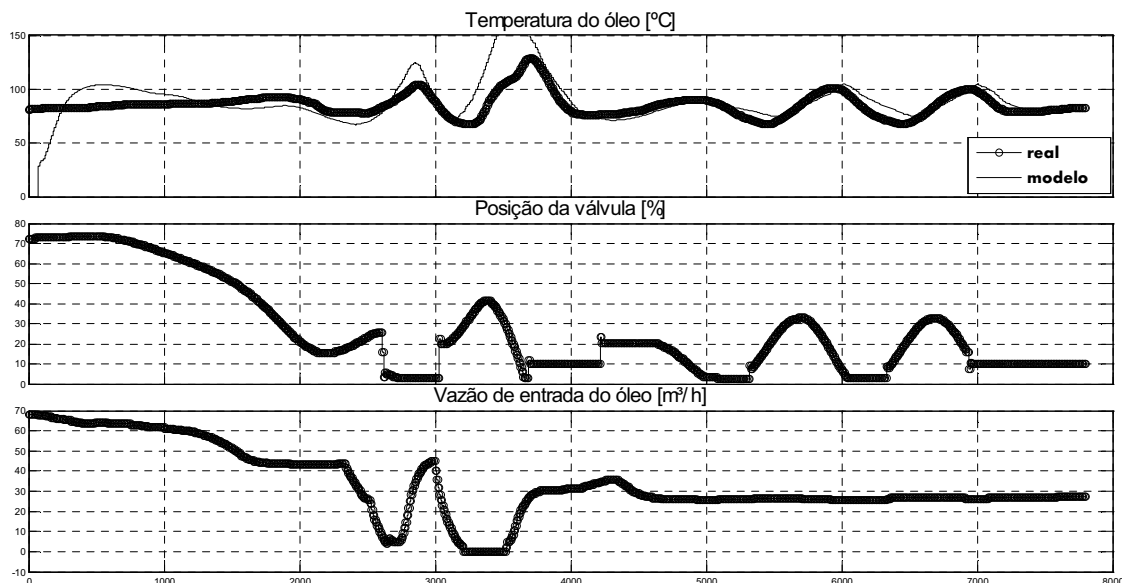


Figura 61 – Validação do comportamento da temperatura de saída do óleo, face aos dados, de abertura da válvula e vazão de entrada de óleo, reais para o trocador, trabalhando na faixa de pressão central.

Através desta análise foi possível selecionar uma região de trabalho para estudo do problema de controle de processo.

Além do índice do erro, foi medida a força e a direção do relacionamento linear entre a abertura da válvula e a pressão interna no trocador através do coeficiente de correlação, conforme a Equação 59.

$$r = \frac{\frac{\sum x \cdot y - \sum x \sum y}{n}}{\sqrt{\left(\sum x^2 - \frac{(\sum x)^2}{n} \right) \left(\sum y^2 - \frac{(\sum y)^2}{n} \right)}}$$

Equação 59

A Tabela 4 resume os índices calculados e mostra a relação da alta correlação entre a abertura da válvula e a pressão interna no trocador para a faixa central.

Tabela 4 – Resumo dos índices da modelagem.

Faixa de pressão	Erro percentual de temperatura [%]	Coefficiente de correlação [%]
Superior	40,75	55,80
Inferior	27,57	62,86
Central	11,67	85,62

Apêndice 5: Diagrama de blocos dos controladores

DIAGRAMA DE CONTROLE PID-FEEDBACK-CASCATA E FEEDFORWARD DE TEMPERATURA DE ÓLEO

